

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Návrh pomocného pohonu z převodové skříně  
nákladního automobilu**

*Design of a Booster drive out of a Truck Gearbox*

Student:

Bc. Štěpán Koloničný

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2009



# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Návrh pomocného pohonu z převodové skříně nákladního automobilu

*Design of a Booster Drive out of a Truck Gearbox*

**Student:** Bc. Štěpán Koloničný  
**Studijní obor:** 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
**Specializace:** 3909T001-40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
**Pracoviště:** Katedra částí a mechanismů strojů – 347

## **Zásady pro zpracování:**

1. Navrhněte pomocný pohon z předního víka sériové převodové skříně nákladního automobilu pro plný výkon motoru.
2. Převod pomocného pohonu  $i = 1 \div 1,3$ .
3. Maximální vstupní krouticí moment  $M_k = 2100 \text{ Nm}$ , při otáčkách  $1\,200 \text{ min}^{-1}$ .
4. Maximální otáčky  $1800 \text{ min}^{-1}$ .
5. Proveďte geometrický a pevnostní výpočet ozubených kol, hřídelů, ložisek a drážkování.

## Diplomová práce

### Pokyny pro zpracování:

**Rozsah práce:** cca 60 stran textu mimo přílohy.

Nakreslete sestavný výkres a detailní výkresy ozubených kol a hřídelů dle dohody s konzultantem.

### Seznam doporučené literatury:

- BOLEK, A. A KOL.: *Části strojů 1*. SNTL Praha, 1990, ISBN 80-03-000426-7, 775 s.
- BOLEK, A. A KOL.: *Části strojů 2*. SNTL Praha, 1990, ISBN 80-03-000426-8, 706 s.
- DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3, 225 s.
- DRASTÍK, F.: *Strojnické tabulky*. Montanex a.s. Ostrava, 1999, ISBN 80-85780-95-X, 722 s.
- KŘÍŽ, R.: *Strojnické tabulky II. Pohony*. Montanex a.s. Ostrava, 1997, ISBN 80-85780-51-8, 213 s.
- MORAVEC, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II. Čelní ozubená kola*. Montanex a.s. Ostrava, 2001, ISBN 80-7225-051-5 225 s.
- MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1, 72 s.
- NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. 2.vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
- Katalogy ložisek.
- Firemní literatura.

**Vedoucí diplomové práce:**

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

**Konzultant:**

Ing. Richard Klos, TATRA, a.s. Kopřivnice

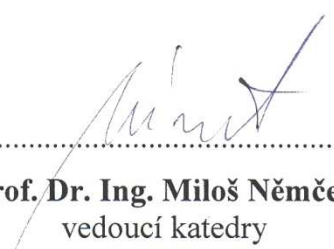
**Datum zadání diplomové práce:**


21. listopadu 2008

**Akademický rok:**

2008/2009



  
.....  
**prof. Dr. Ing. Miloš Němček**  
vedoucí katedry

  
.....  
**prof. Ing. Radim Farana, CSc.**  
děkan

## **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

## Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдоміі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдоміі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

Bc. Štěpán Koloničný

č.p. 735, 73994 Vendryně

## **Anotace diplomové práce**

KOLONIČNÝ, Š.     *Návrh pomocného pohonu z převodové skříně nákladního automobilu.*  
Ostrava: katedra částí a mechanismů strojů – 347, Fakulta Strojní,  
VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 59 stran.  
Diplomová práce, vedoucí Havlík, J.

Cílem diplomové práce je návrh pomocného pohonu, pomocí kterého je poháněno zařízení umístěné na nástavbě nákladního automobilu. Podle zadaných parametrů jsou provedeny pevnostní výpočty hřídelů, výpočty životnosti ložisek, MKP analýza spojovací objímky, rozbor řazení a popis mazání ložisek. Na konec byla vypracována výkresová dokumentace.

## **Annotation of Thesis**

KOLONIČNÝ, Š.     Design of a Booster drive out of a Truck Gearbox  
Ostrava: Department of Machine parts and Mechanisms – 347,  
Faculty of mechanical engineering,  
VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 59 pages.  
Diploma Work, head Havlík, J.

The aim of the thesis is a design of a booster driver, through which is driven the extension device of a truck. In accordance with the specified parameters are made: strength calculations of shafts, calculations of bearings life, FEM analysis of the coupling sleeve, analysis of the gear changing and description of lubrication of bearings. And last the drawing was made.

## Obsah diplomové práce

1. Úvod.....	11
2. Rozbor zadání .....	13
2.1 Cíle diplomové práce .....	14
2.2 Koncepce řešení.....	14
3. Návrh a kontrola ozubených kol .....	17
3.1 Návrh geometrie kol .....	17
3.2 Zjednodušený pevnostní výpočet ozubených kol .....	19
3.3 Kontrola profilu .....	22
4. Návrh a pevnostní výpočet hřídelů .....	23
4.1 Návrh hřídelů .....	23
4.2 Kontrolní výpočet vloženého hřídele .....	24
4.3 Kontrolní výpočet hnaného hřídele .....	29
5. Kontrola drážkování.....	34
5.1 Kontrola drážkování na hnaném hřídeli .....	34
5.2 Kontrola drážkování na vloženém hřídeli .....	36
6. Kontrolní výpočet objímky .....	37
7. Kontrolní výpočet ložisek .....	44
7.1 Kontrola ložisek vloženého hřídele .....	44
7.2 Kontrola ložisek hnaného hřídele .....	47
8. Popis mazání .....	51
9. Popis řazení pomocného pohonu .....	53
10. Závěrečné zhodnocení.....	55
11. Seznam použité literatury .....	57
12. Seznam příloh.....	59

## Seznam použitého značení

$a$	vzdálenost os	[mm]
$b$	šířka ozubení	[mm]
$c$	hlavová vůle, velikost modifikace, tuhost ozubení	[mm, N/mm]
$d$	průměr	[mm]
$f$	úchylka ozubení, frekvence, přímkový úsek hlavy nástroje	[ $\mu\text{m}$ , Hz, mm]
$g$	souřadnice záběrové úsečky	[mm]
$h$	výška, rameno ohybu	[mm]
$i$	převodový poměr	[-]
$j$	boční vůle	[mm]
$k$	snížení hlavy, konstanta	[mm]
$l$	délka (např. dotyku)	[mm]
$m$	modul ozubení, modifikace	[mm, $\mu\text{m}$ ]
$n$	frekvence otáčení, provozní počet cyklů	[Hz, cyklů]
$p$	rozteč, stoupání	[mm]
$q$	délkové zatížení, exponent Wöhlerovy křivky	[N/mm, -]
$r$	poloměr	[mm]
$s$	tloušťka zubu	[mm]
$t$	čas	[s]
$v$	rychlost	[m/s]
$w$	šířkové zatížení	[N/mm]
$x$	jednotkové posunutí (součinitel posunutí), souřadnice	[mm]
$y$	jednotková změna vzdálenosti os, souřadnice	[mm]
$z$	počty zubů, souřadnice	[-, mm]
$A, B, C$	konstanty	[-]
$D$	intenzita poškození	[-]
$E$	úchylka rozměru, modul pružnosti v tahu	[ $\mu\text{m}$ , MPa]
$F$	úchylka ozubení	[ $\mu\text{m}$ ]
$K$	součinitel přídatných zatížení	[-]
$L$	životnost	[hod, km]



$M$	kontrolní rozměr přes kuličky či válečky, moment síly (ohybový, krouticí)	[mm, N·mm]
$N$	počet cyklů namáhání, cyklový život, tj. technický život v cyklech	[cyklů]
$P$	výkon, pravděpodobnost poruchy	[kW, %]
$R$	mez pevnosti, pružnosti, kluzu, drsnost povrchu	[MPa, $\mu\text{m}$ ]
$S$	míra bezpečnosti	[-]
$T$	tolerance	[ $\mu\text{m}$ ]
$V$	kolísání rozměru	[ $\mu\text{m}$ ]
$W$	kontrolní rozměr přes zuby	[mm]
$Y$	součinitele výpočtu na ohyb	[-]
$Z$	součinitele výpočtu na dotyk	[-]
$\alpha$	úhel profilu, záběru	[°]
$\beta$	úhel sklonu zubů	[°]
$\delta$	protuberance, deformace	[ $\mu\text{m}$ ]
$\varepsilon$	součinitel záběru, profilu, kroku, celkový	[-]
$\eta$	účinnost	[-, %]
$\vartheta$	měrný skluz, teplota	[-, °C]
$\varphi$	úhlová dráha kola	[rad]
$\lambda$	součinitel délky dotyku	[mm]
$\mu$	součinitel tření	[-]
$\nu$	kinematická viskozita, Poissonova konstanta	[mm <sup>2</sup> /s, -]
$\rho$	poloměr křivosti, hustota	[mm, kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	normální napětí	[MPa]
$\tau$	tečné napětí	[MPa]
$\omega$	úhlová rychlost	[rad/s]
$\Delta$	posunutí, součinitel	[mm]

### ***Indexy***

- roztečný válec (bez indexu)
- a hlavový válec, hlava zubu, vztahující se k evolventě

b	základní válec, vztahující se k boční křivce
f	patní válec
i	počítané kolo, dolní mezní úchylka
j	protikolo
lim	bod zlomu Wöhlerovy křivky
n	normální
nb	normální základní
min	minimální
max	maximální
t	čelní
tb	čelní základní
tw	čelní provozní
v	vnitřní dynamika
w	valivý (válec, osová vzdálenost), společný
x	osový řez
F	ohybová pevnost
H	posunutí základního hřebene, dotyková pevnost
P	přípustné napětí
R	drsnost povrchu
X	velikost
W	kontrolní rozměr přes zuby, hodnoty vztahující se k Wöhlerově křivce
$\Sigma$	Součtová či výsledná veličina
1,2	pastorek a kolo
*	poměrná veličina vztažená na normální modul
$\alpha$	vztahující se k úhlu záběru
$\beta$	vztahující se k úhlu sklonu zubů

## 1. Úvod

Pomocný (přídavný) pohon nákladního automobilu je zařízení, které umožňuje odebírat plný nebo část výkonu od motoru (z převodovky) k pohonu jiného zařízení než jsou nápravy automobilu. Pomocným pohonem bývají poháněna zařízení, která jsou například užívaná jako nástavba nákladního automobilu nebo pro pohon pomocných zařízení jako jsou:

- Sněžné frézy a pluhy
- Sypače
- Čerpadla pro pohon hydraulických zařízení
- Navijáky
- Nakládače

Na nákladní automobily značky Tatra jsou montovány například tyto nástavby:

- Autodomíchavače
- Betonpumpy
- Jeřáby
- Komunální technika
- Nosiče kontejnerů
- Hasičské nástavby (obr. 1.1)
- Speciální nástavby

**Pomocné pohony mohou být:**

- **Přídavný pohon od motoru:** Pracuje nezávisle na pohybu vozidla a zajišťuje trvalé nasazení poháněného zařízení a to jak u stojícího tak u jedoucího vozidla.
- **Přídavný pohon od redukční převodovky:** Pomocí ovládací spojky na redukční převodovce, která pohání přídavné zařízení.
- **Přídavný pohon od hlavní převodovky:** Tento pohon je možno používat pouze u stojícího vozidla a poskytuje maximální výkon motoru pro poháněné zařízení.



*Obr. 1.1 – Tatra 815 s hasičskou nástavbou [12]*

V této diplomové práci je řešen pomocný pohon z hlavní převodovky, pomocí kterého je odebírán od motoru plný výkon a bude jím poháněna zeměvrtná soustava (obr. 1.2) nebo jiné podobně výkonově náročné zařízení, které je provozováno výhradně na stojícím automobilu.

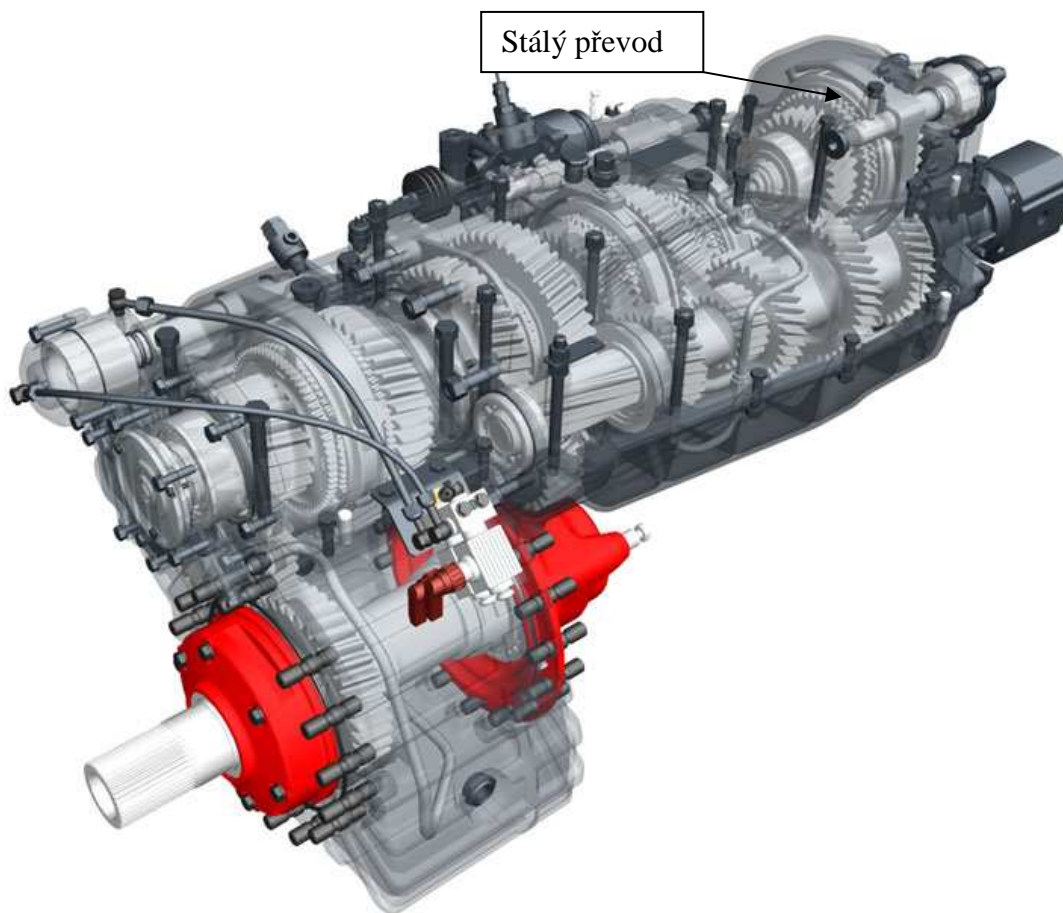


*Obr. 1.2 - Speciální hydrogeologická zeměvrtná souprava na voze Tatra 815 [15]*

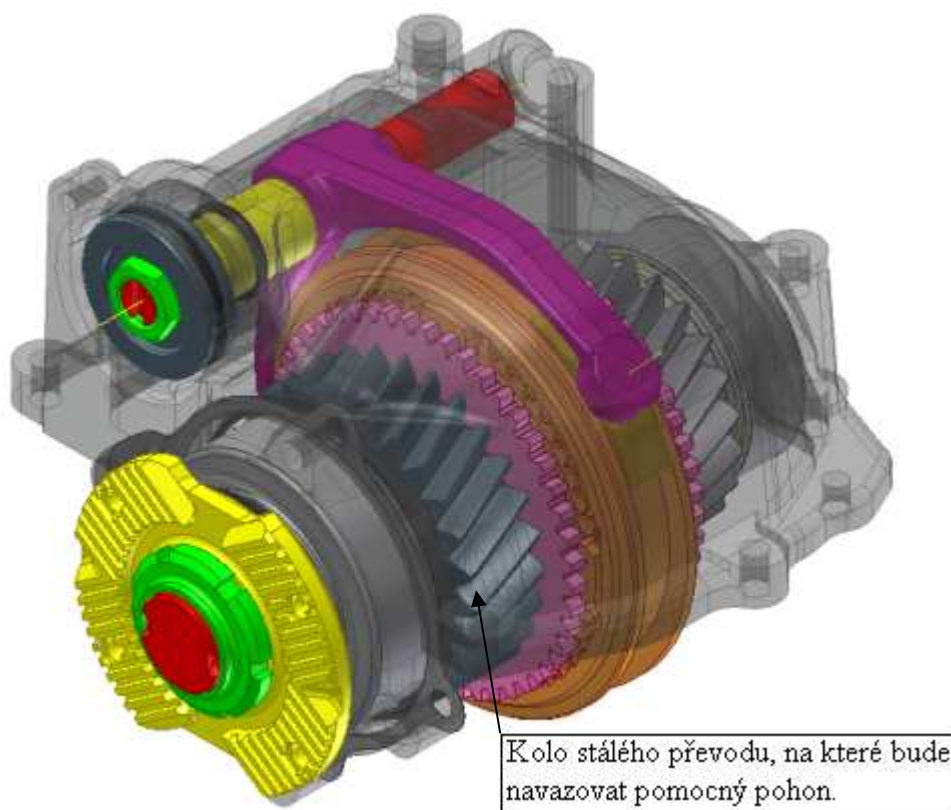
## 2. Rozbor zadání

V této diplomové práci se zabývám konstrukčním řešením pomocného pohonu z hlavní převodovky nákladního automobilu Tatra s označením 10TS210 (obr. 2.1), které navazuje na stávající ozubené kolo stálého převodu v převodovce (obr. 2.2). Při návrhu výsledného převodového mechanismu pak vycházím z požadavku žádných, případně minimálních úprav stávajícího řešení převodovky a z těchto požadovaných parametrů:

- Převod pomocného pohonu:  $i=1\div 1,3$  [-]
- Maximální vstupní krouticí moment:  $M_k = 2100$  [Nm]
- Otáčky při maximálním krouticím momentu:  $n = 1200$  [ $\text{min}^{-1}$ ]
- Maximální otáčky motoru:  $n_{\text{max}} = 1800$  [ $\text{min}^{-1}$ ]



Obr. 2.1 – Převodovka 10TS210 nákladního automobilu Tatra.[12]



*Obr. 2.2 – Stálý převod v převodovce 10TS210 nákladního automobilu Tatra*

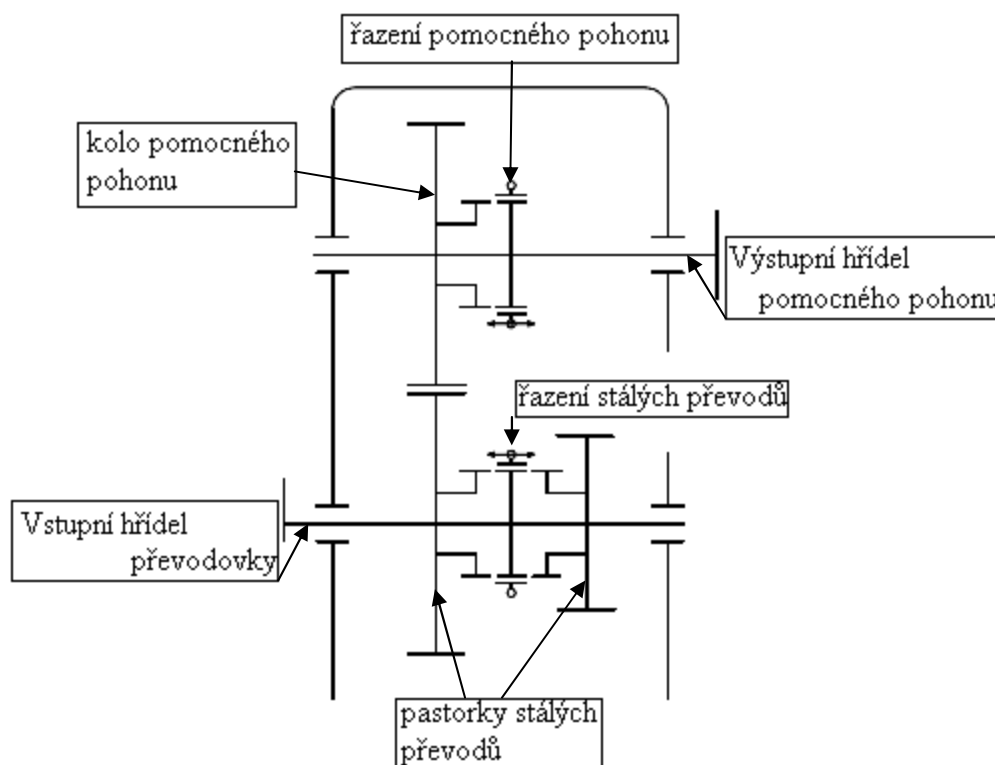
## 2.1 Cíle diplomové práce

- Návrh a kontrola ozubení
- Návrh a kontrola hřídelů
- Návrh a kontrola ložisek
- Konstrukční řešení zástavby přídavného pohonu
- Výkresová dokumentace

## 2.2 Koncepce řešení

Při vytváření koncepce řešení jsem vycházel z omezení převodovým poměrem  $i=1\div 1,3$  [-] a z tohoto omezení vycházející osové vzdálenosti ozubeného soukolí vstupního a výstupního hřídele.

V první úvaze jsem hnané kolo na výstupní hřídeli navázal přímo na stávající pastorek a hřídel stálého převodu převodovky jak je schematicky znázorněno na obr. 2.3.



Obr. 2.3 – Schéma první úvahy řešení

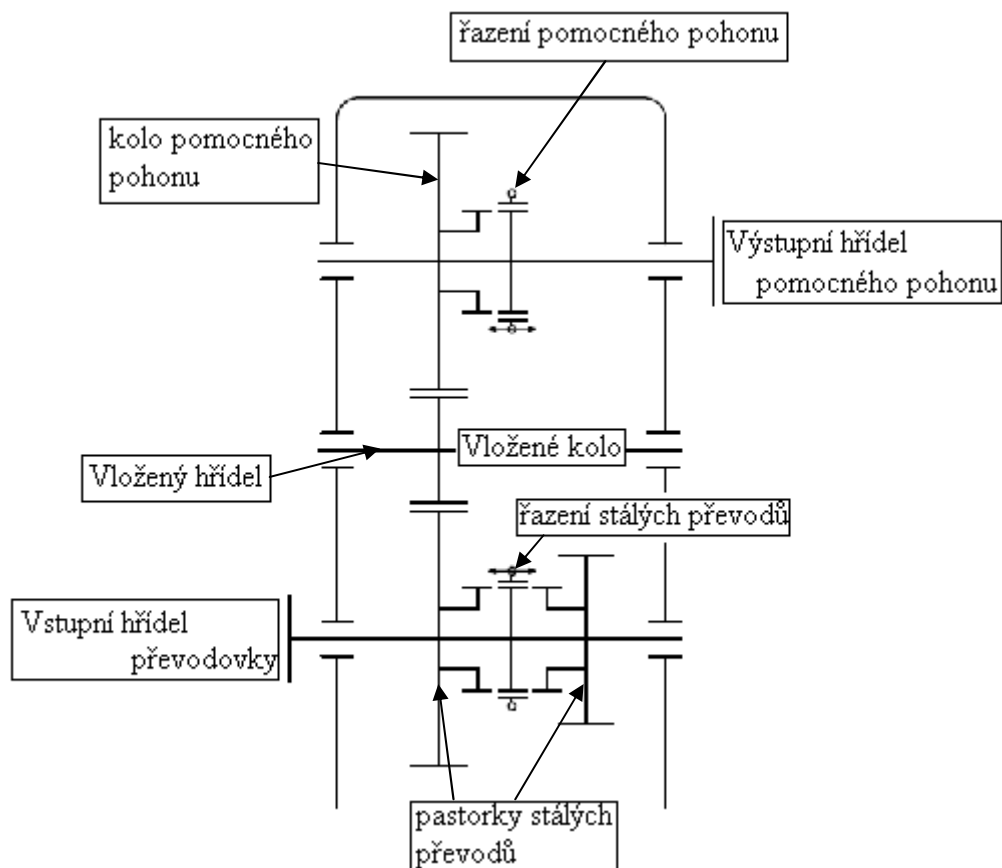
V tomto řešení jsem se potýkal s řadou problémů, především to byly problémy omezené osovou vzdáleností hřídelů a tím omezeného prostoru pro dimenzování hřídele ložiska dalších součástí. Například:

- Kolize objímek a vidliček řazení pastorku stálého záběru a hnaného kola
- Pevnost hnaného hřídele
- Životnost ložisek hnaného hřídele

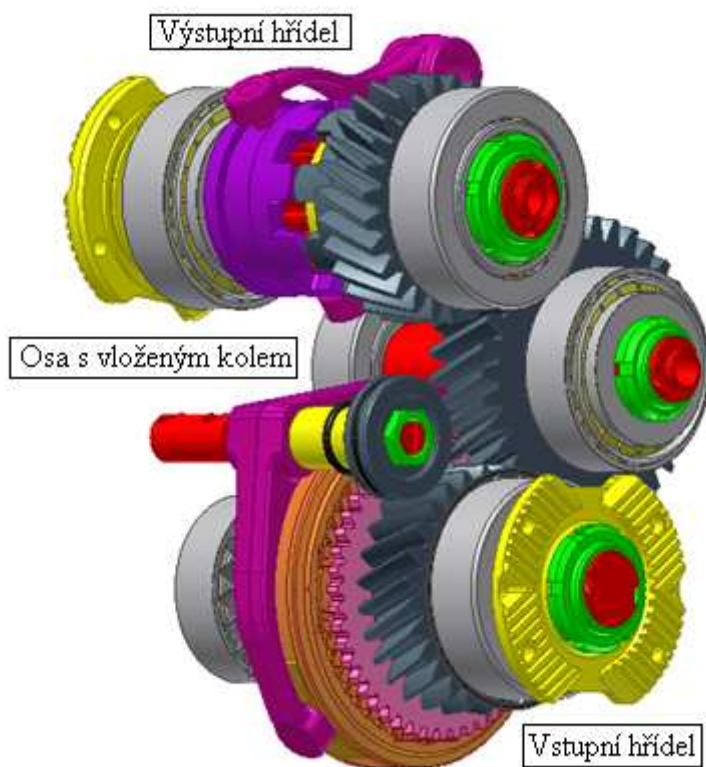
A navíc by vystávala nutnost úprav převodové skříně, což by bylo ekonomicky značně nevýhodné.

Vzhledem k těmto objektivním problémům jsem přistoupil druhé verzi řešení a sice s vloženým kolem jak je schematicky znázorněno na obr. 2.4.

V tomto řešení pak jsem problémy, které vyvstávaly v první úvaze, zanikly a konstrukční řešení se stalo snáze řešitelným, proto jsem se rozhodl dále v tomto řešení pokračovat až do konečného modelu a následných konstrukčních úprav, které vznikaly na základě pevnostních a kontrolních výpočtů jednotlivých dílů a uzlů. Základní model tohoto řešení je zobrazen na obr. 2.5.



Obr. 2.4 - Schéma druhé úvahy řešení



Obr. 2.5 – Základní model mého řešení přídatného pohonu



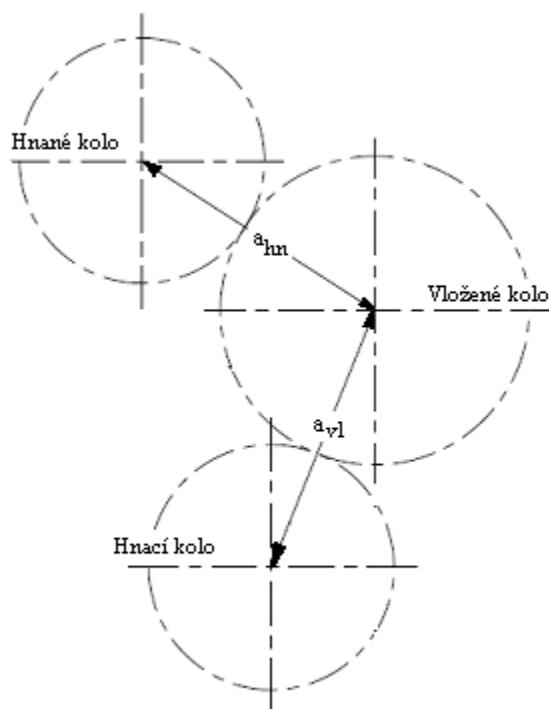
### 3. Návrh a kontrola ozubených kol

#### 3.1 Návrh geometrie kol

Při výpočtu geometrie ozubení vycházím z:

- požadovaného převodu  $i = 1-1,3$ ,
- geometrie pastorku ozubeného kola hnacího hřídele
- z konceptu prostorového geometrického řešení uvedeného na obrázku 2.5

Na obrázku 3.1 je schematicky znázorněno uspořádání ozubených kol, kterého se během návrhu budu držet.



Obr. 3.1 – Schéma rozmístění ozubených kol přídatného převodu

Vzhledem k použití vloženého navrhuji, že celkový převod řetězce ozubených bude  $i=1$  [-]. Proto geometrii hnaného kola volím shodnou s geometrií hnacího kola. Základní parametry těchto ozubených kol jsou uvedeny v tabulce 3.1, další hodnoty jsou uvedeny v příloze I.

Při výpočtu geometrie vloženého kola uvažuji navrženou geometrii kol, které spoluzabírají s vloženým kolem, dále během prostorové koncepčního řešení geometrie pomocného jsem určil výhodný počet zubů vloženého  $z_v = 34$  [-]. V tabulce 3.2 jsou uvedeny základní parametry geometrie vloženého kola.

Pro výpočet geometrie ozubeného kola používám program Kontrola geometrie ozubených kol verze 3.0 [16], a výstup z tohoto programu je uveden v příloze I.

**Tabulka 3.1 – Geometrické rozměry hnacího a hnaného kola**

Název	Značka	Rozměr
normální modul	m	4,5 [mm]
počet zubů	z	27 [-]
úhel profilu	$\alpha_n$	20 [°]
úhel sklonu zubů roztečný	$\beta$	23[°]45[']
funkční šířka kol	b	40 [mm]
hlavový průměr	da	145,5 [mm]
roztečný průměr	d	132,742 [mm]
patní průměr	df	117,95 [mm]
průměr základní kružnice	db	123.3474 [mm]
smysl sklonu		Levý
jednotkový posuv základního profilu	x	0,000 [-]
poměrná výška hlavy	$h_{a1}^*$	1,42 [-]
jednotková hlavová vůle	$c_{a1}^*$	0,25 [-]
jednotkový poloměr zaoblení paty	$\rho_{f1}^*$	0,253 [-]
součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	1,87549 [-]
součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	1,13954 [-]
součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	3,01503 [-]

Tabulka 3.2 – Geometrické rozměry vloženého kola

Název	Značka	Rozměr
normální modul	m	4,5 [mm]
počet zubů	z	34 [-]
úhel profilu	$\alpha$	20°
úhel sklonu zubů	$\beta$	23°45'
funkční šířka kol	b	40 [mm]
hlavový průměr	da	178.4 [mm]
roztečný průměr	d	167.1562 [mm]
patní průměr	df	152.2284 [mm]
průměr základní kružnice	db	155.3264 [mm]
smysl sklonu		Pravý
jednotkový posuv základního profilu	x	0,0114 [-]
poměrná výška hlavy	$h_{a1}^*$	1,42 [-]
jednotková hlavová vůle	$c_{a1}^*$	0,25 [-]
jednotkový poloměr zaoblení paty	$\rho_{f1}^*$	0,253 [-]
součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	1,87549 [-]
součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	1,13954 [-]
součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	3,01503 [-]

### 3.2 Zjednodušený pevnostní výpočet ozubených kol

Vzhledem k tomu, že podle normy ČSN 01 4686 nelze kontrolovat ozubená kola s nestandardním profilem zubu, provádím kontrolní výpočet pevnosti ozubených kol pomocí normy DIN 3990. Dále s ohledem na součinitel trvání záběru profilu  $\varepsilon_\alpha = 1,8755$  volím výpočet **metodou – B**, která se používá pro pevnostní výpočty ozubených kol se součinitelem  $\varepsilon_\alpha$  v rozmezí  $1,8 \div 2$ .

Ozubená kola jsou zatěžována maximálním krouticím momentem od motoru  $M_k = 2100$  [Nm]. Při pevnostním výpočtu zanedbávám ztráty.

Pro výpočet používám výpočtový program CSNw [18].

Materiál hnacího kola je 14 224.4.

Materiály vloženého kola i hnaného kola volím shodně s kolem hnacím 14 224.4, jehož parametry jsou uvedeny v tabulce 3.3.

**Tabulka 3.3 Parametry oceli 14 224.4**

Název	Značka	Velikost
<b>Limitní pevnost v ohybu</b>	$\sigma_{Flimb}$	920 [MPa]
<b>Limitní pevnost v dotyku</b>	$\sigma_{Hlim}$	1500 [MPa]
<b>Mez kluzu v tahu</b>	$R_e$	685 [MPa]
<b>Mez pevnosti v tahu</b>	$R_m$	880 [MPa]
<b>Modul pružnosti</b>	E	$2,1 \cdot 10^5$ [MPa]
<b>Poissonova konstanta</b>	$\mu$	0,3 [-]

### **Pevnostní výpočet dvojice hnací – vložené kolo**

Ozubená kola jsou zatížena hnacím momentem  $T_1 = 2100$  [Nm].

Součinitelé ovlivňující pevnost jsou uvedeny v tabulce 4:

**Tabulka 3.4 – Volba součinitelů**

Název	Značka	Hnací kolo	Vložené kolo
<b>Součinitel střídavého zatížení zubů</b>	$Y_A$	1 [-]	0,7 [-]
<b>Součinitel <math>K_A</math></b>	$K_A$	1,5 [-]	
<b>Součinitel max. jednorázového přetížení <math>K_{AS}</math></b>	$K_{AS}$	2 [-]	
<b>Součinitel vnitřních dynamických sil</b>	$K_{H\beta}$	1 [-]	
<b>Výpočet výchozí drsnosti zubů</b>	$Z_R$	1 [-]	1 [-]

Výsledný výstup pevnostní kontroly z programu je uveden v příloze II.

V tabulce 3.5 jsou uvedeny vypočítané hodnoty bezpečnosti:

**Tabulka 3.5 – Bezpečnost dvojice kol hnací-vložené:**

Název	Značka	Hnací kolo	Vložené kolo
<b>Bezpečnost v ohybu</b>	$S_F$	1,303 [-]	1,137 [-]
<b>Bezpečnost v dotyku</b>	$S_H$	1,013 [-]	1,013 [-]

**Pevnostní výpočet dvojice vložené – hnané kolo**

Ozubená kola jsou zatížena hnacím momentem  $T_1 = 2100$  [Nm].

Součinitelé ovlivňující pevnost jsou uvedeny v tabulce 3.6:

**Tabulka 3.6 – Volba součinitelů**

Název	Značka	Vložené kolo	Hnané kolo
<b>Součinitel střídavého zatížení zubů</b>	$Y_A$	0,7 [-]	1 [-]
<b>Součinitel <math>K_A</math></b>	$K_A$	1,5 [-]	
<b>Součinitel max. jednorázového přetížení <math>K_{AS}</math></b>	$K_{AS}$	2 [-]	
<b>Součinitel vnitřních dynamických sil</b>	$K_{H\beta}$	1 [-]	
<b>Výpočet výchozí drsnosti zubů</b>	$Z_R$	1 [-]	1 [-]

Výsledný výstup pevnostní kontroly z programu je uveden v příloze III.

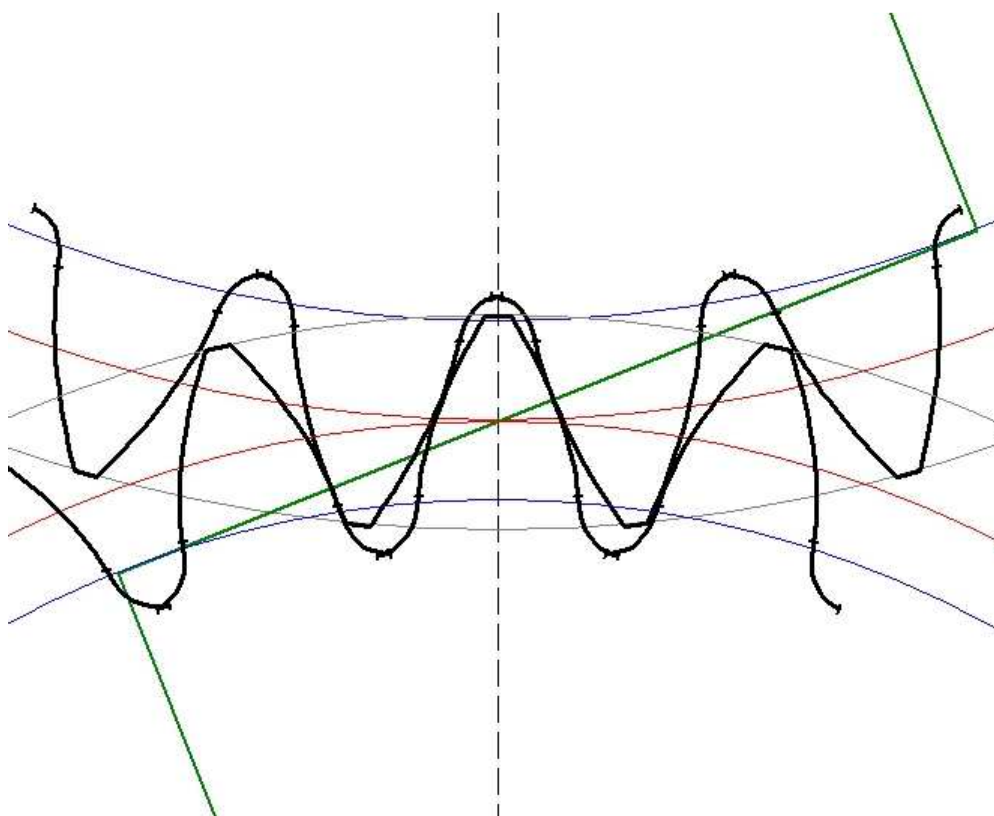
V tabulce 3.7 jsou uvedeny vypočítané hodnoty bezpečnosti:

**Tabulka 3.7 – Bezpečnost dvojice kol vložené-hnané:**

Název	Značka	Vložené kolo	Hnané kolo
<b>Bezpečnost v ohybu</b>	$S_F$	1,161 [-]	1,422 [-]
<b>Bezpečnost v dotyku</b>	$S_H$	1,013 [-]	1,013 [-]

### 3.3 Kontrola profilu

Kontrolu sledování záběru a tvaru profilu provádím v programu Profil [17]. Při kontrole určuji způsob zajištění boční vůle zubů zeslabení kola o hodnotu vůle  $j_n = 0,1$  [mm]. Na obrázku 3.2 jsou znázorněny profily zubů hnacího kola a vloženého kola v základní poloze.



*Obr. 3.2 – Profily zubů v základní poloze*

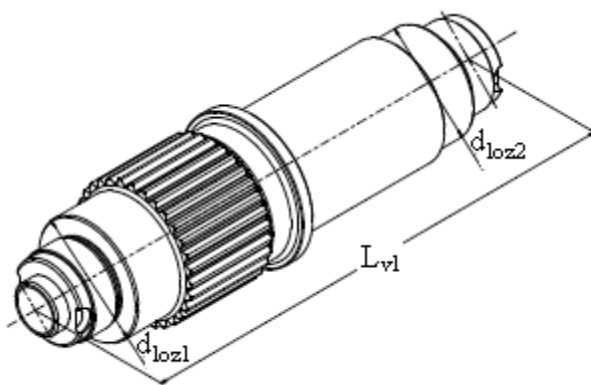
## 4. Návrh a pevnostní výpočet hřídelů

### 4.1 Návrh hřídelů

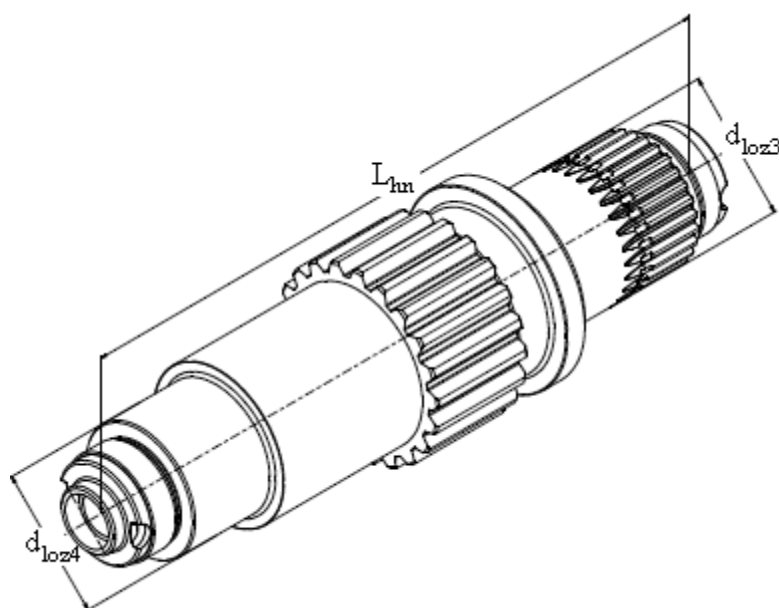
Velikost a tvar hřídelů jsem navrhl s ohledem na prostorové řešení přídatného převodu a také s ohledem na komponenty převodu, které jsou na hřídelích umístěny. Hřídele jsou namáhány silami od ozubení a přenášeným krouticím momentem. Pro výpočet využívám programového vybavení [20] a kontroluji statickou bezpečnost k mezi kluzu a bezpečnost vůči únavovému lomu.

Hnací hřídel nekontroluji, protože na ni neprovádím žádné úpravy a předpokládám, že je už je dostatečně dimenzována.

Hřídele a vnitřní průměry ložisek, ve kterých jsou uloženy jsou zobrazeny na obrázcích 4.1 a 4.2. Hodnoty těchto rozměrů pak v tabulce 4.1.



Obr. 4.1 – Osa vloženého kola



Obr. 4.2 – Hnaný hřídel

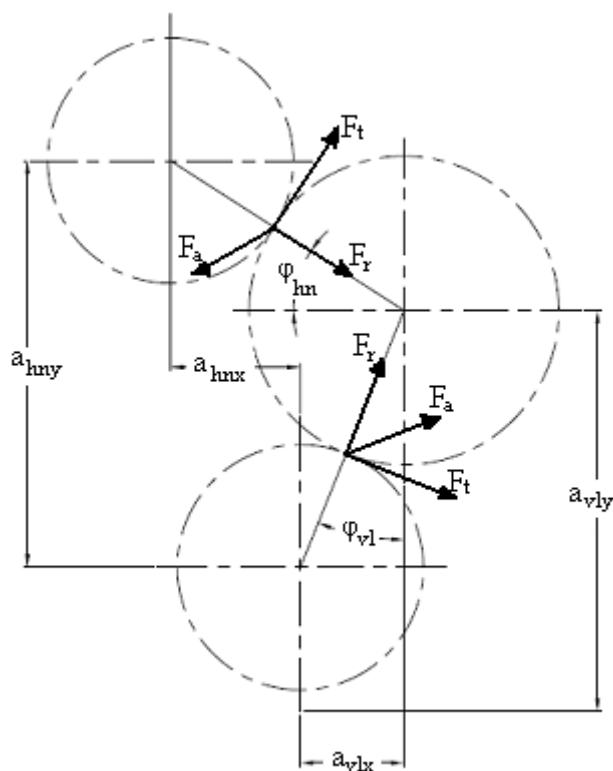
Tabulka 4.1 – Základní parametry hřídelů

Název	Značka	Rozměr
Vnitřní průměr ložiska 1	$d_{loz1}$	55 [mm]
Vnitřní průměr ložiska 2	$d_{loz2}$	50 [mm]
Vnitřní průměr ložiska 3	$d_{loz3}$	60 [mm]
Vnitřní průměr ložiska 4	$d_{loz4}$	60 [mm]
Délka hřídele vloženého kola	$L_{vl}$	242 [mm]
Délka hnaného hřídele	$L_{hn}$	333,5 [mm]

## 4.2 Kontrolní výpočet vloženého hřídele

Hřídel vloženého kola je namáhána ohybem za rotace, ohyb je způsoben silami v ozubení, které jsou zobrazeny na obrázku 4.3.





Obr. 4.3 – Síly zatěžující hřídel vloženého kola

Výpočet velikosti sil v ozubení, výpočet reakcí v podporách, statickou a únavovou kontrolu hřídele vloženého kola provádím v programu AutoCAD Mechanical 2009 [20]

Pro výpočet zadávám hodnoty uvedené v tabulce 4.2

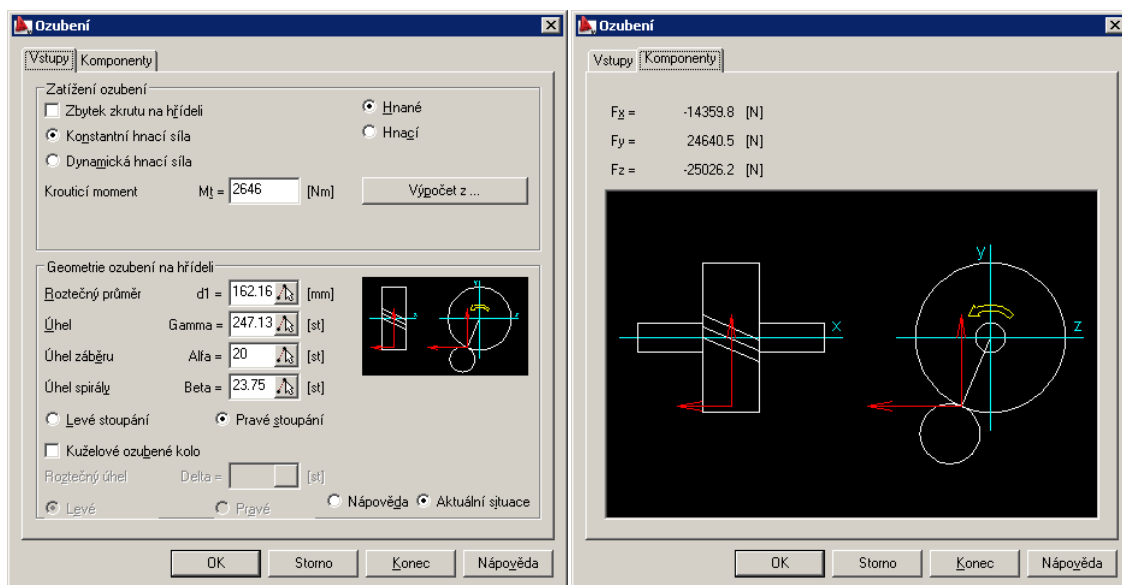
Tabulka 4.2 – Parametry potřebné pro výpočet hřídele pod vloženým kolem

Název	Značka	Rozměr
<b>Roztečný průměr vloženého kola</b>	d	162,1562 [mm]
<b>Úhel</b>	$\varphi_{vl}$	$22^{\circ}52'$
<b>Úhel</b>	$\varphi_{hn}$	$33^{\circ}45'$
<b>Krouticí moment</b>	$T_{vl}$	2646 [Nm]

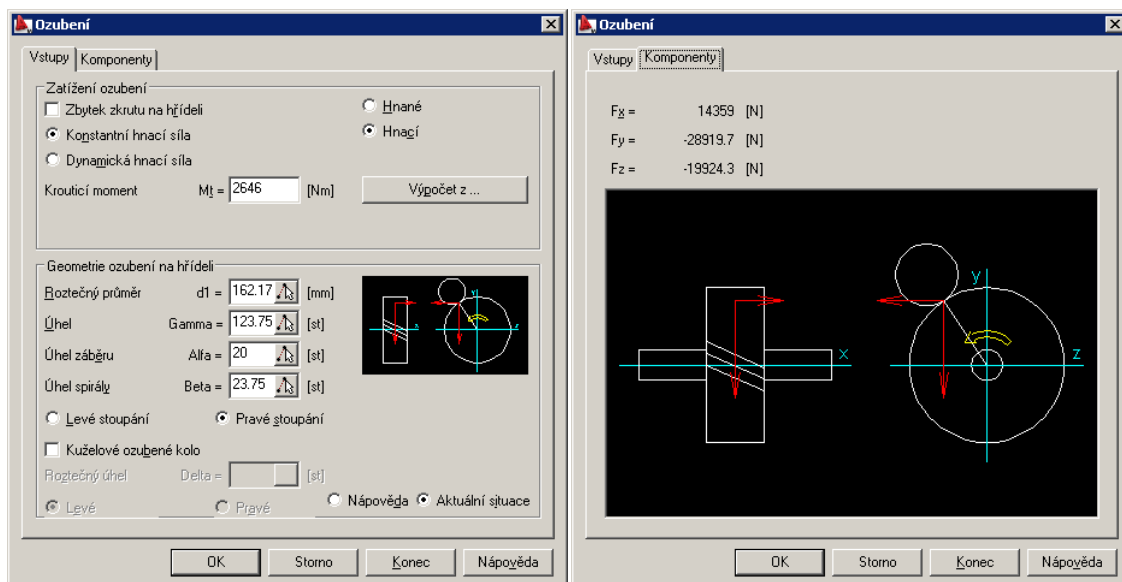
Materiál hřídel volím 14 220.4 ( $R_e = 640$  MPa).

## Zadání zatížení hřídele

Hřídel je namáhána silami od dvou ozubených kol, jejíž zadání do programu je zobrazeno na obrázcích 4.4 a 4.5.



Obr. 4.4 – Zadání zatížení vloženého hřídele od hnacího ozubeného kola



Obr. 4.5 – Zadání zatížení vloženého hřídele od hnaného ozubeného kola

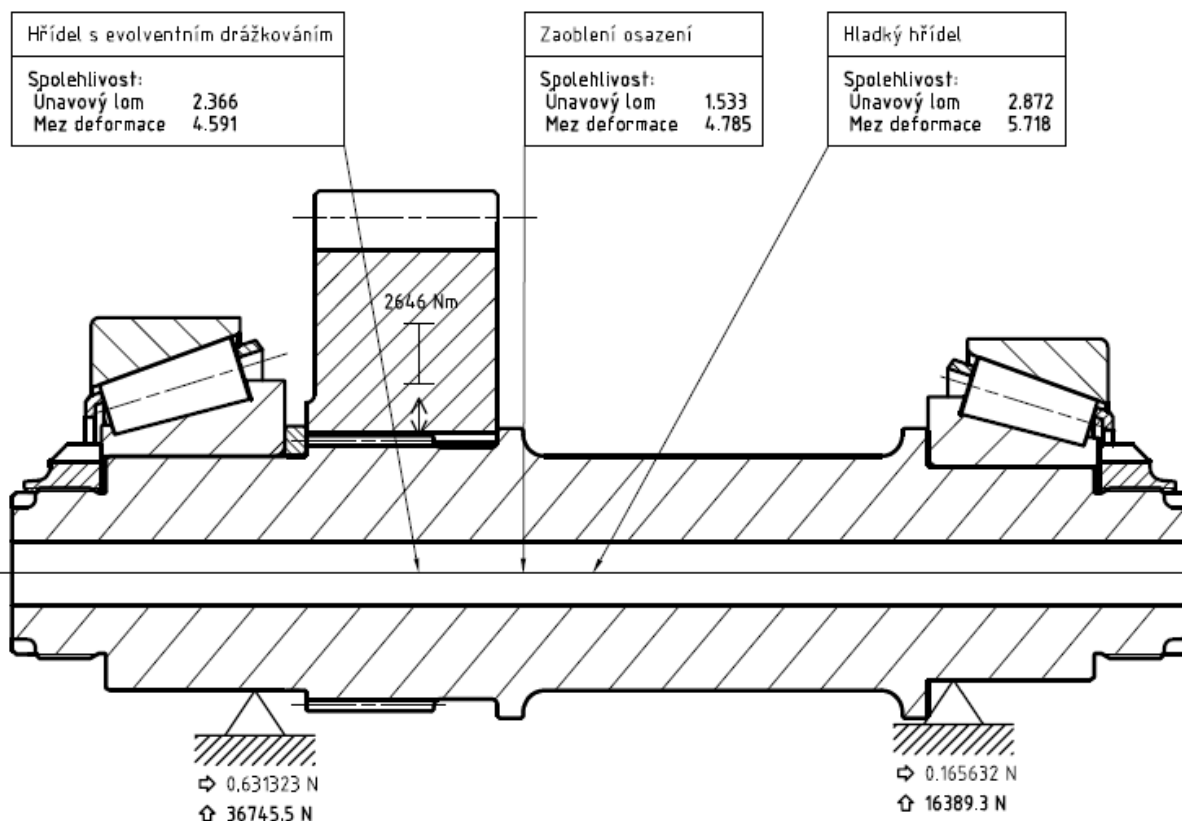
Na obrázku 4.6 je zobrazena volba materiálu hřídele.

Popis:	16MnCr5	Tabulka...
Skupina:	Cementační ocel - DIN EN 10084	
Mez pevnosti v tahu:	900 [N/mm²]	Referenční průměr: 11 [mm]
Mez průtažnosti:	630 [N/mm²]	Referenční průměr: 11 [mm]
Alternativní pevnost v tahu:	360 [N/mm²]	
Alternativní pevnost v ohybu:	450 [N/mm²]	Typ: Houževnatý
Alternativní pevnost v krutu:	270 [N/mm²]	Tepelné zpracování: Jiný
Modul pružnosti:	205000 [N/mm²]	Poisson: 0.3

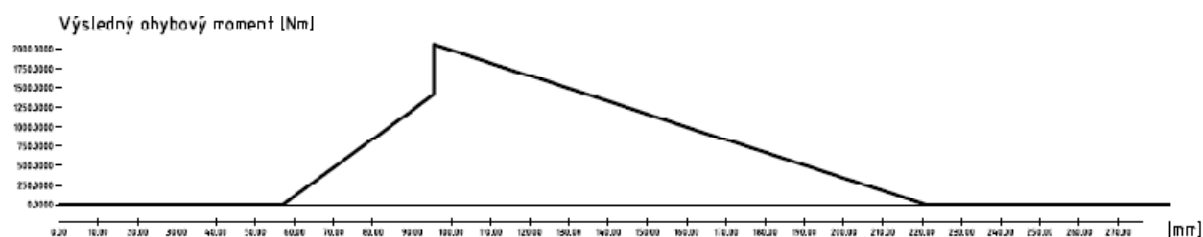
OK Storno Konec nápověda

Obr. 4.7 – Volba materiálu hřídele

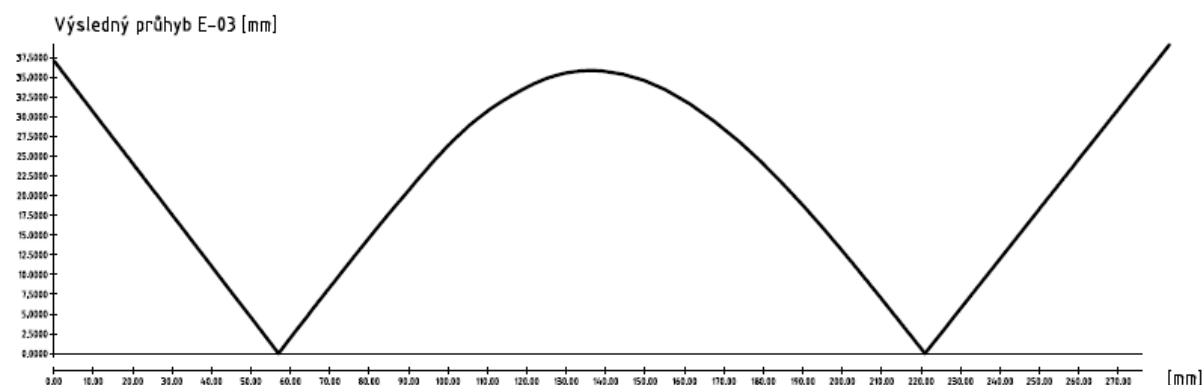
Na následujících obrázcích (4.8 ...4.11) jsou zobrazeny výsledky kontroly hřídele s uvedením spolehlivosti proti únavovému lomu. V tabulce 4.3 jsou uvedeny vypočtené hodnoty pevnostní kontroly hřídele.



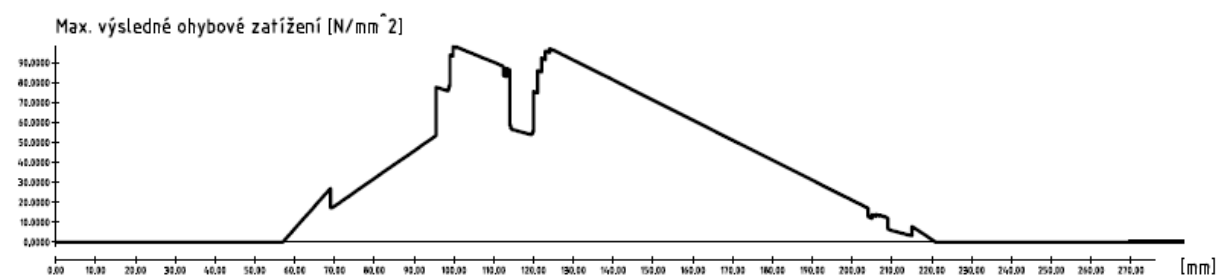
Obr. 4.8 – Kontrola vloženého hřídele a znázornění spolehlivosti na únavový lom



Obr. 4.9 – Průběh výsledného ohybového momentu



Obr. 4.10 – Průběh výsledného průhybu v absolutní hodnotě



Obr. 4.11 – Průběh výsledného ohybového napětí v hřídeli

Tabulka 4.3 – Vypočtené hodnoty pevnostní kontroly vloženého hřídele

Název	Značka	Velikost
Maximální ohybový moment	$M_{\text{omax}}$	2057 [Nm]
Maximální velikost průhybu	$y_{\text{max}}$	0,0392 [mm]
Maximální výsledné ohybové zatížení	$\sigma_{\text{omax}}$	98 [MPa]
Radiální síla v ložisku 1	$F_{r1}$	36,75 [kN]
Axiální síla v ložisku 1	$F_{a1}$	0 [kN]
Radiální síla v ložisku 2	$F_{r2}$	16,6 [kN]
Axiální síla v ložisku 2	$F_{a2}$	0 [kN]

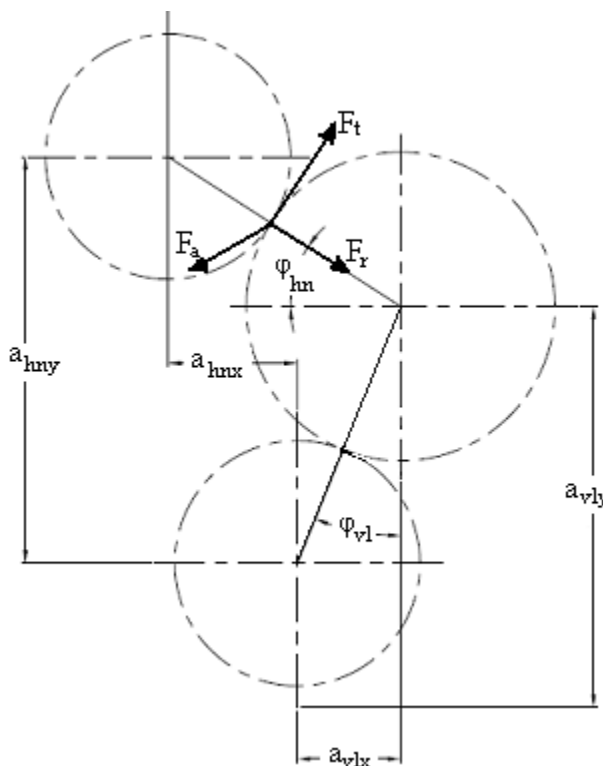
**Statická kontrola pevnosti vloženého hřídele**

$$k_{svl} = \frac{R_e}{\sigma_{o\max}} = \frac{590}{98} = \underline{\underline{6,02 [-]}} \quad (4.1)$$

Jak je patrné z výše uvedených obrázků pevnostní kontroly vložený hřídel s minimální vypočtenou spolehlivostí vůči únavovému  $k_{vlmin} = 1,533 [-]$  a se statickou bezpečností  $k_{svl} = 6,02 [-]$  plně vyhovuje namáhání.

**4.3 Kontrolní výpočet hnaného hřídele**

Hnaný hřídel je namáhán ohybem způsobeným silami od ozubení (znázorněny na obr. 4.12) a přenášeným krouticím momentem.



*Obr. 4.12 – Síly zatěžující hnaný hřídel*

Výpočet velikosti sil v ozubení, výpočet reakcí v podporách, statickou a únavovou kontrolu hřídele pod vloženým kolem provádím v programu AutoCAD Mechanical 2009 [20]

Pro výpočet zadávám hodnoty uvedené v tabulce 4.4.

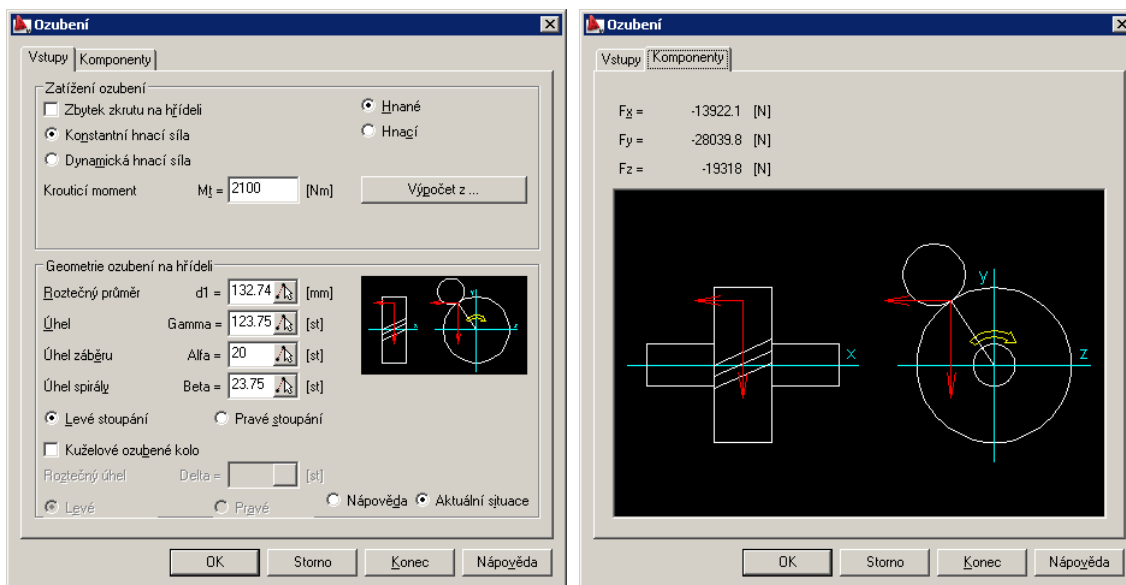
**Tabulka 4.4 – Parametry potřebné pro výpočet hřídele pod vloženým kolem**

Název	Značka	Rozměr
<b>Roztečný průměr hnaného kola</b>	$d$	132,7417 [mm]
<b>Úhel</b>	$\varphi_{vl}$	22°52′
<b>Úhel</b>	$\varphi_{hn}$	33°45′
<b>Krouticí moment</b>	$T_{vl}$	2646 [Nm]

Materiál hřídel volím 14 220.4 ( $R_e = 640$  MPa).

### Zadání zatížení hřídele

Hřídel je namáhána silami od ozubeného kola, jejíž zadání do programu je zobrazeno na obrázcích 4.13 a krouticím momentem, který vstupuje na hřídel přes drážkování pod objímkou a je přenášen přes drážkování na konci hřídele na přírubu převodovky. Zadání momentu je zobrazeno na obrázku 4.14.

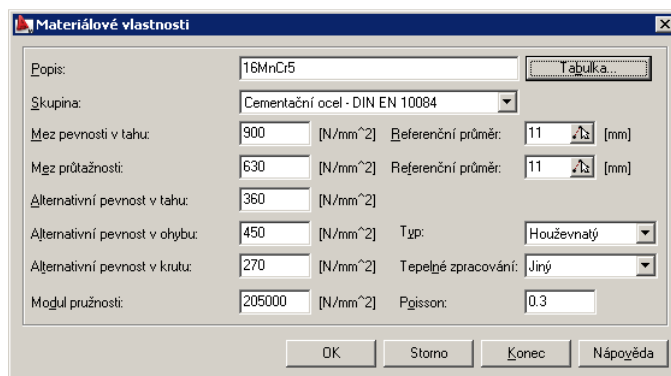


*Obr. 4.13 – Zadání zatížení hnaného hřídele od ozubeného kola*



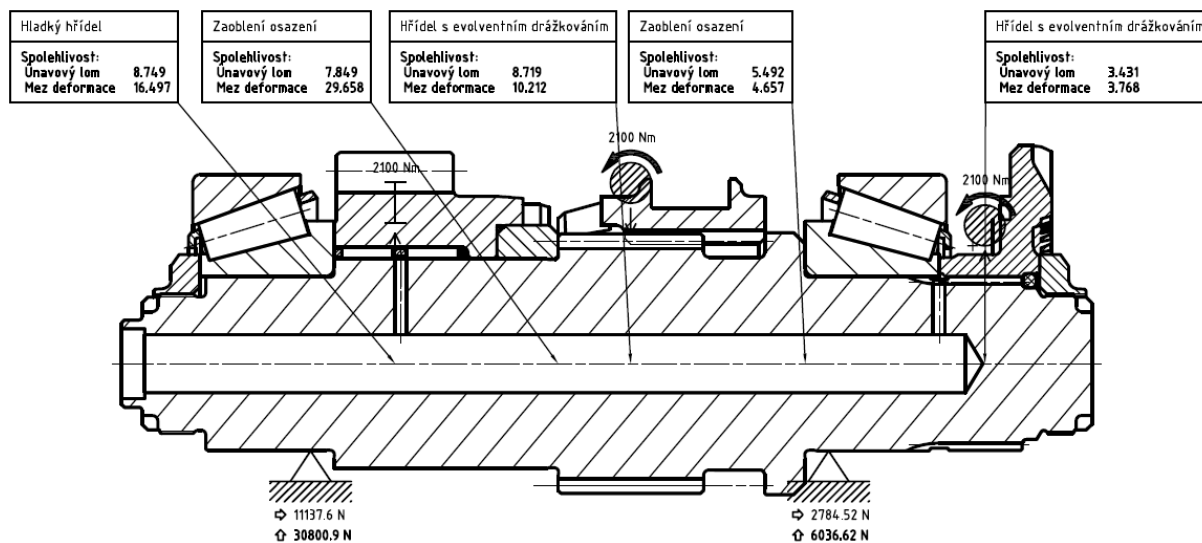
Obr. 4.14 – Zadání kroucího momentu na hnaný hřídel

Na obrázku 4.15 je zobrazena volba materiálu hřídele.

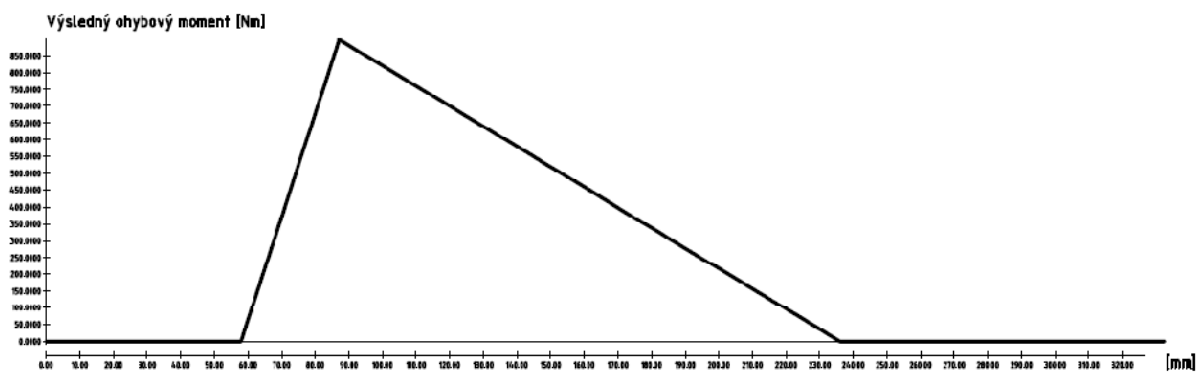


Obr. 4.15 – Volba materiálu hřídele

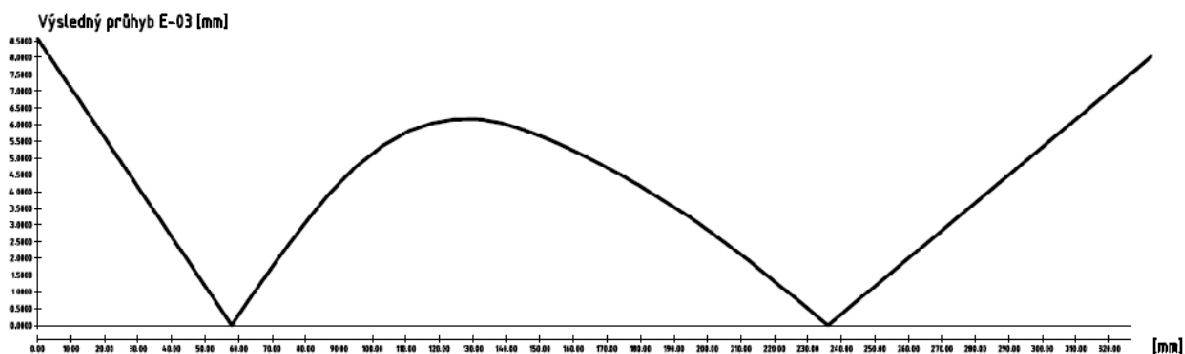
Na následujících obrázcích (4.16 ...4.19) jsou zobrazeny výsledky kontroly hřídele s uvedením spolehlivosti proti únavovému lomu. V tabulce 4.5 jsou uvedeny vypočtené hodnoty pevnostní kontroly hřídele.



Obr. 4.16 – Kontrola hnaného hřídele a znázornění spolehlivosti na únavový lom

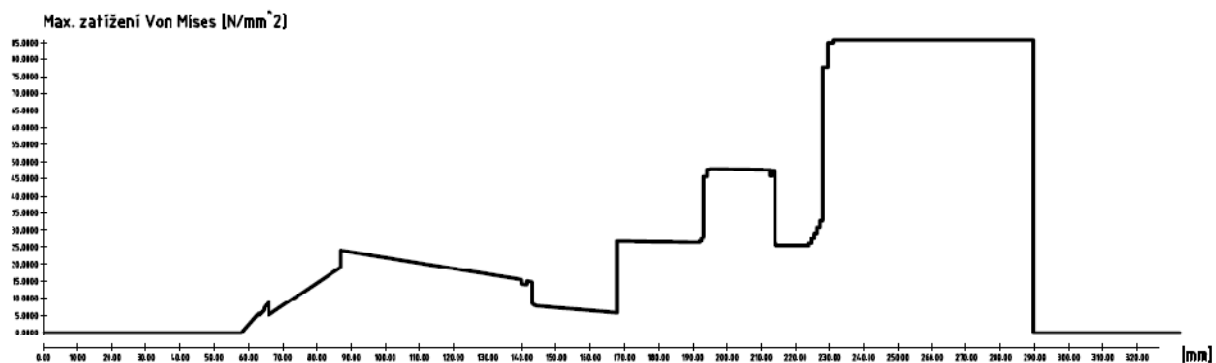


Obr. 4.17 – Průběh výsledného ohybového momentu



Obr. 4.18 – Průběh výsledného průhybu v absolutní hodnotě





Obr. 4.19 – Průběh výsledného redukovaného napětí v hřídeli podle hypotézy HMH

Tabulka 4.5 – Vypočtené hodnoty pevnostní kontroly hnaného hřídele

Název	Značka	Velikost
Maximální ohybový moment	$M_{\text{omax}}$	899,46 [Nm]
Maximální velikost průhybu	$y_{\text{max}}$	0,00857 [mm]
Maximální krouticí moment	$M_{\text{kmax}}$	2100 [Nm]
Maximální úhel krutu	$\varphi_{\text{max}}$	0,09484 [°]
Maximální výsledné ohybové zatížení	$\sigma_{\text{omax}}$	24,5461 [MPa]
Maximální krouticí napětí	$\tau_{\text{kmax}}$	49,5149 [MPa]
Maximální napětí podle HMH	$\sigma_{\text{red}}$	85,7736 [MPa]
Radiální síla v ložisku 3	$F_{r3}$	30,8 [kN]
Axiální síla v ložisku 3	$F_{a3}$	11,14 [kN]
Radiální síla v ložisku 4	$F_{r4}$	6,04[kN]
Axiální síla v ložisku 4	$F_{a4}$	2,78 [kN]

### Statická kontrola

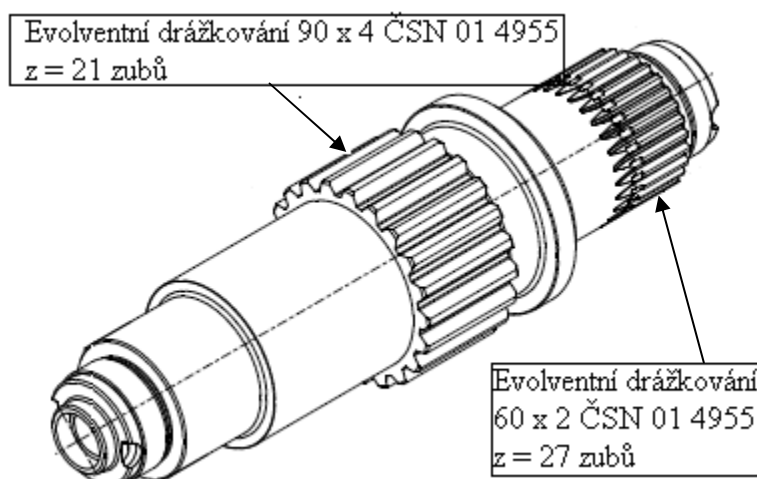
$$k_{shn} = \frac{R_e}{\sigma_{o\max}} = \frac{590}{85,77} = \underline{\underline{6,88 [-]}} \quad (4.2)$$

Jak je patrné z výše uvedených obrázků pevnostní kontroly hnaný hřídel s minimální vypočtenou spolehlivostí vůči únavovému  $k_{h\min} = 3,431 [-]$  a se statickou bezpečností  $k_{shn} = 6,88 [-]$  plně vyhovuje namáhání.

## 5. Kontrola drážkování

### 5.1 Kontrola drážkování na hnaném hřídeli

Drážkování na hnaném hřídeli přenášejí krouticí moment  $T = 2100 \text{ Nm}$  při  $n = 1200 \text{ min}^{-1}$  ze spojovací objímky na výstupní přírubu (viz obr. 5.1).



Obr. 5.1 – Evolventní drážkování na hnaném hřídeli

#### a) Kontrola evolventního drážkování 90 x 4 ČSN 01 4955

Materiál hřídele i spojovací objímky na drážkování umístěné jsou shodné, a sice 14 220.4. Tepelné zpracování drážkování volím cementování a kalení na HRC 60÷63 do hloubky  $h = 0,8 \div 1,2 \text{ mm}$ .

Výpočet provádím pomocí programu Autodesk™ Inventor® Professional 2009.[19]

Tabulka 5.1 - Parametry potřebné pro výpočet.

Název	Značka	Velikost
Vnitřní průměr dutého hřídele	$d_h$	20 [mm]
Vnější průměr náboje	$D_{oi}$	130 [mm]
Délka drážkování	$L_{dr1}$	50 [mm]
Součinitel styku boku zubů	$K_s$	0,5 [-]
Typ spoje	Flexibilní bez zatížení	

V příloze IV, je uveden kompletní výstup kontrolního výpočtu z programu.

V tabulce 5.2 uvádím hodnoty zatížení a bezpečnosti kontrolovaného drážkování.

**Tabulka 5.2 – Bezpečnost a zatížení drážkování**

Název	Značka	Velikost
<b>Deformace boků drážek</b>		
Vypočtený tlak	$p_c$	26,828 [MPa]
Bezpečnost	$S_c$	1,466 [-]
<b>Napětí v ohybu na bocích zubů drážek</b>		
Vypočtené napětí v ohybu	$\sigma_{cAlB}$	38,453 [MPa]
Bezpečnost	$S_{cAlB}$	6,137 [-]

**b) Kontrola evolventního drážkování 60 x 2 ČSN 01 4955**

Materiál hřídele je 14 220.4. Tepelné zpracování drážkování volím cementování a kalení na HRC 60÷63 do hloubky  $h=0,8\div1,2$  mm.

Výpočet provádím pomocí programu Autodesk™ Inventor® Professional 2009.[19]

**Tabulka 5.3 - Parametry potřebné pro výpočet.**

Název	Značka	Velikost
<b>Vnitřní průměr dutého hřídele</b>	$d_h$	20 [mm]
<b>Vnější průměr náboje</b>	$D_{oi}$	90 [mm]
<b>Délka drážkování</b>	$L_{dr1}$	28,5 [mm]
<b>Součinitel styku boku zubů</b>	$K_s$	0,7 [-]
<b>Typ spoje</b>	Pevné	

V příloze V, je uveden kompletní výstup kontrolního výpočtu z programu.

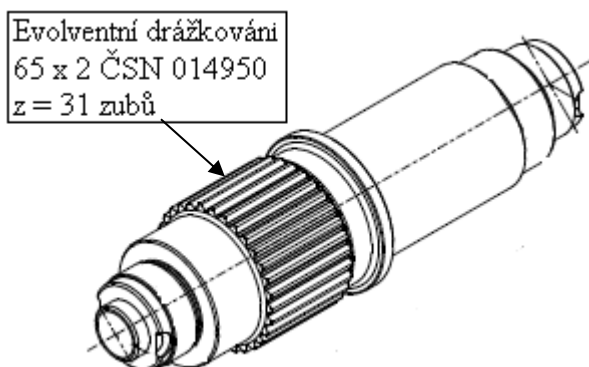
V tabulce 5.4 uvádím hodnoty zatížení a bezpečnosti kontrolovaného drážkování.

Tabulka 5.4 – Bezpečnost a zatížení drážkování

Název	Značka	Velikost
<b>Deformace boků drážek</b>		
Vypočtený tlak	$p_c$	76,722 [MPa]
Bezpečnost	$S_c$	1,538 [-]
<b>Napětí v ohybu na bocích zubů drážek</b>		
Vypočtené napětí v ohybu	$\sigma_{cAIB}$	107,351 [MPa]
Bezpečnost	$S_{cAIB}$	2,198 [-]

Jak znázorněno v tabulkách 5.2 a 5.4 obě drážkování na hnaném hřídeli bezpečně přenesou daný kroutiví moment.

## 5.2 Kontrola drážkování na vloženém hřídeli



Obr. 5.2 – Evolventní drážkování na vloženém hřídeli

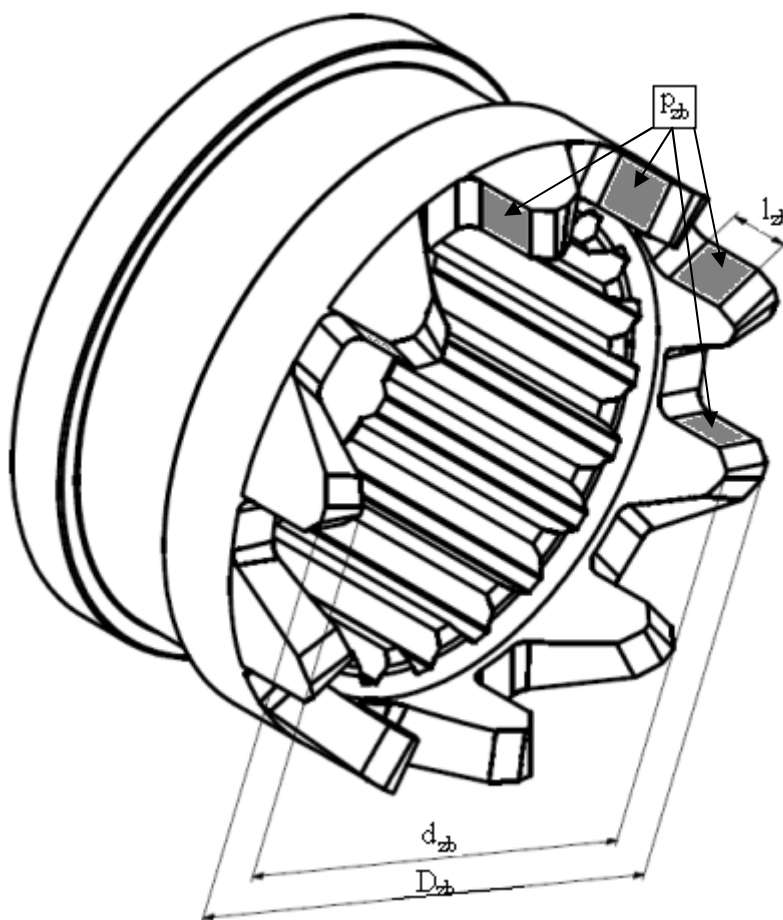
Drážkování na vloženém hřídeli má účel přenosu otáčivého pohybu z vloženého ozubeného kola na hřídel. Drážkování nepřenáší krouticí moment a proto jej není potřeba kontrolovat.

## 6. Kontrolní výpočet objímky

Spojovací objímka je tvarově složitá součást pro analytický výpočet, proto její výpočet pevnosti provádím pomocí metody konečných prvků v programu ANSYS Workbench [21].

Spojovací objímka přenáší krouticí moment  $T=2100$  [Nm] z hnaného ozubeného kola na drážkování hnaného hřídele. Materiál objímky volím 14 220.4 ( $R_e=640$  [MPa]).

Objímka je zatížena tlakem ve styčných plochách spojovacích zubů viz obr. 6.1. Parametry potřebné pro výpočet tlaku ve styčných plochách jsou uvedeny v tabulce 6.1. Při výpočtu tlaku uvažuji nepřesnost výroby a s tím spojené nestejně zatížení zubů, proto pro výpočet tlaku uvažuji, že veškerý krouticí moment bude přenášen pouze polovinou zubů  $n_{zb}=n_i/2$  [-]. Krouticí moment je dále přenášen přes boky drážek evolventního drážkování uvnitř objímky na evolventní drážkování hnaného hřídele.



Obr. 6.1 – Velikost a zatížení objímky a zubů spojky

Tabulka 6.1 – Parametry objímky

Název	Značka	Velikost
Vnější průměr zubu	$D_{zb}$	115 [mm]
Vnitřní průměr zubu	$d_{zb}$	95 [mm]
Délka zubu	$l_{zb}$	12 [mm]
Přenášený krouticí moment	$M_k$	2100 [Nm]
Počet zubů spojky	$n_i$	10 [-]

Výpočet tlaku na bocích zubů:

$$p_{zb} = \frac{M_k}{\frac{n_i}{2} \cdot \frac{D_{zb} + d_{zb}}{4} \cdot \frac{D_{zb} - d_{zb}}{2} \cdot l_{zb}} = \frac{2100}{\frac{10}{2} \cdot \frac{115 + 95}{4} \cdot \frac{115 - 95}{2} \cdot 12} = \underline{\underline{66,67 \text{ [MPa]}}} \quad (6.1)$$

V programu ANSYS zadávám hodnoty pro 2 případy.

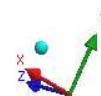
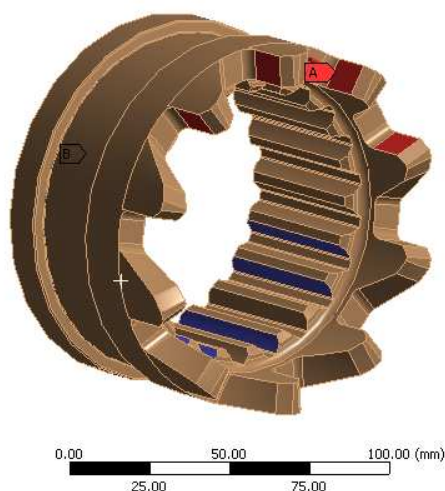
- 1) První případ (extrémní) je takový, že celý moment přenáší 5 za sebou jdoucích zubů spojovací objímky a 50% náhodně zvolených drážek evolventního drážkování (obr. 6.2). Výsledky této kontroly jsou pak na obrázcích 6.3, 6.4, 6.5.

Frictionless Support

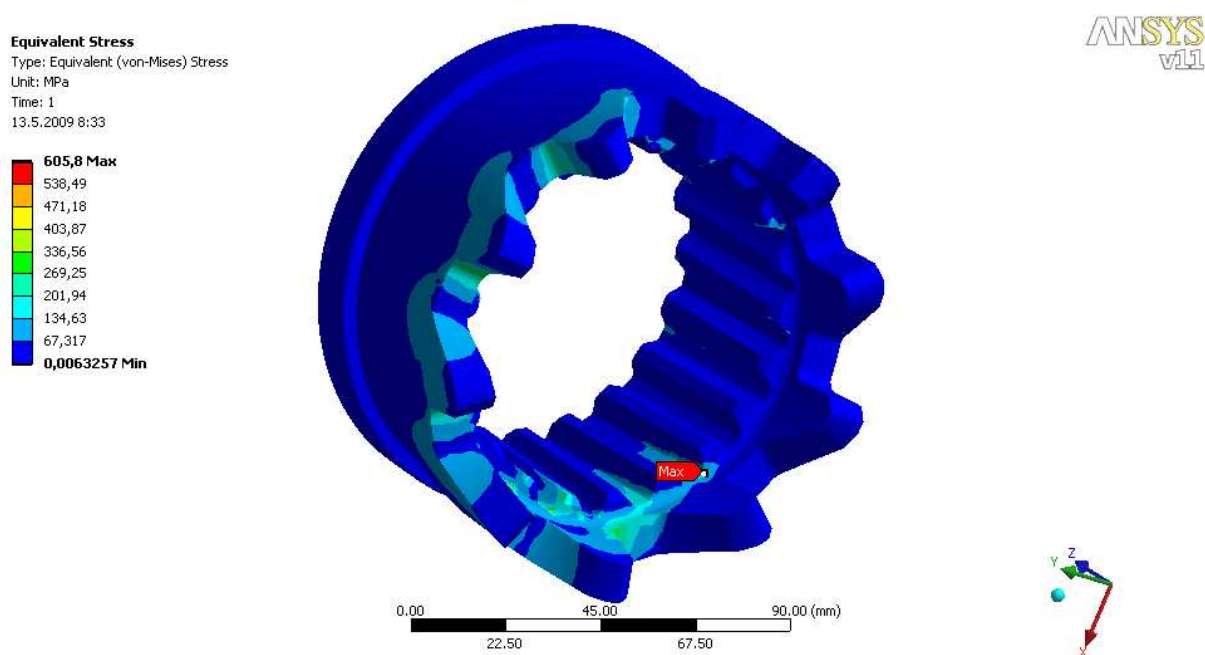
Time: 1, s  
13.5.2009 8:03

**A** Pressure: 66,67 MPa  
**B** Frictionless Support

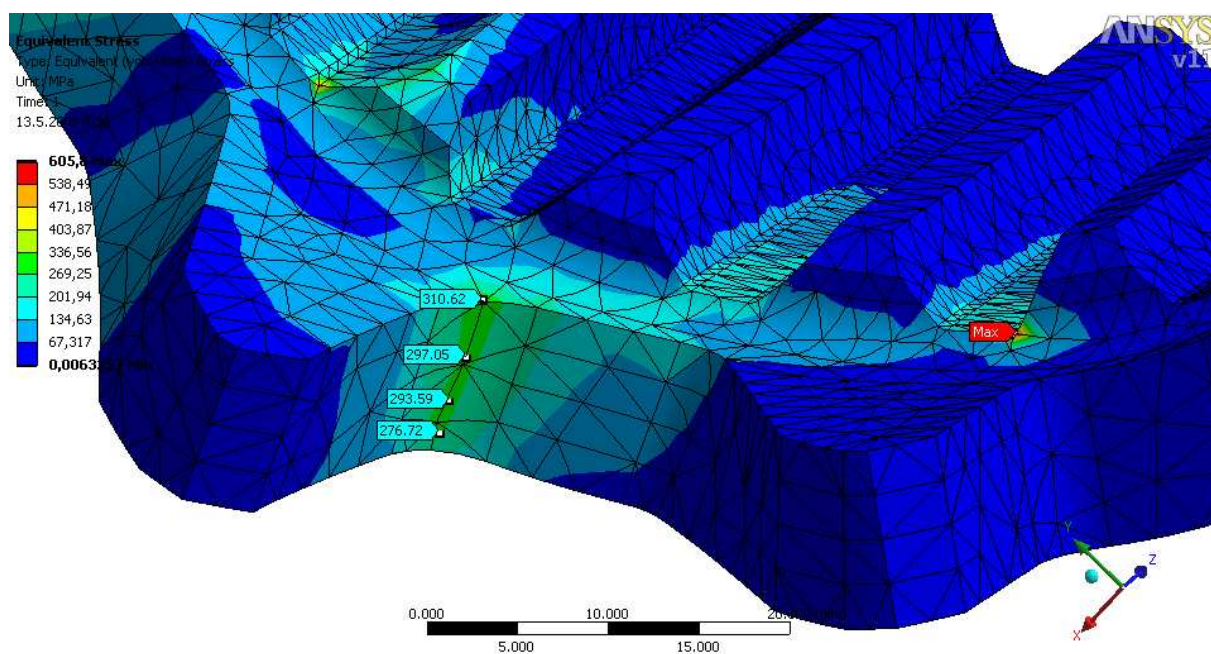
ANSYS  
v11



Obr. 6.2 – Zadání tlaku a podpor v programu ANSYS pro první (extrémní) případ



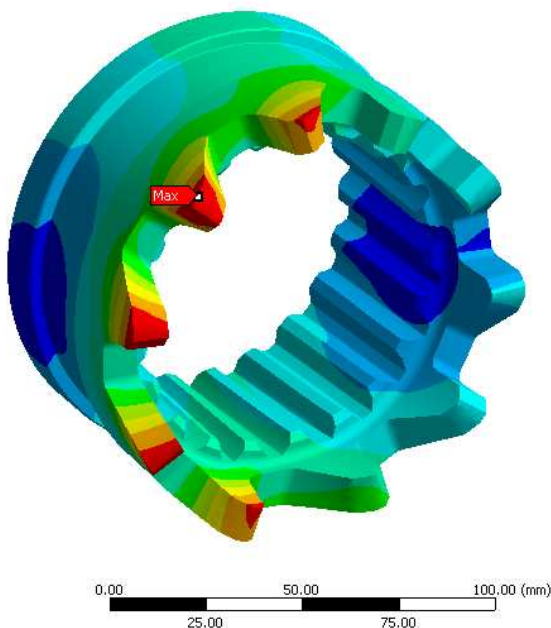
Obr. 6.3 – Zobrazení napětí podle hypotézy HMM pro první (extrémní) případ



Obr. 6.4 – Detailní zobrazení špičky a napětí v patě zubu pro první (extrémní) případ

**Total Deformation**  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 1  
 13.5.2009 8:39

0,05818 Max  
 0,051718  
 0,045256  
 0,038794  
 0,032331  
 0,025869  
 0,019407  
 0,012944  
 0,0064821  
 1,9812e-5 Min



Obr. 6.5 – Zobrazení celkových deformací objímky pro první (extrémní) případ

#### Statická kontrola

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\max}^{HMH}} = \frac{640}{605,8} = \underline{\underline{1,06 [-]}} \quad (1.3)$$

- 2) Druhý případ (ideální), je takový případ, kdy uvažuji, že tlak je rovnoměrně rozložen na všechny zuby spojovací objímky a je rovnoměrně přenášen všemi drážkami evolventního drážkování na drážkování hnaného hřídele (obr.6.6) I pro tento případ však uvažuji hodnotu tlaku, který působí na zuby  $p_{zb}$ , stejnou jako v případě extrémním, tzn. tlak, který působí při přenosu celého krouticího momentu polovičním počtem zubů a polovičním počtem drážek. Výsledky této kontroly jsou pak na obrázcích 6.7, 6.8 a 6.9.



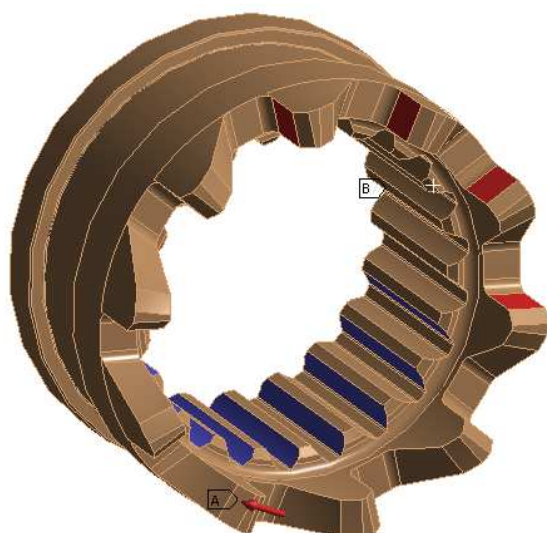
Frictionless Support

Time: 1, s

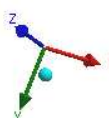
13.5.2009 8:50

**A** Pressure: 66,67 MPa

**B** Frictionless Support



0,00 22,50 45,00 67,50 90,00 (mm)



Obr. 6.6 - Zadání- tlaku a podpor v programu ANSYS pro druhý (ideální) případ

Equivalent Stress

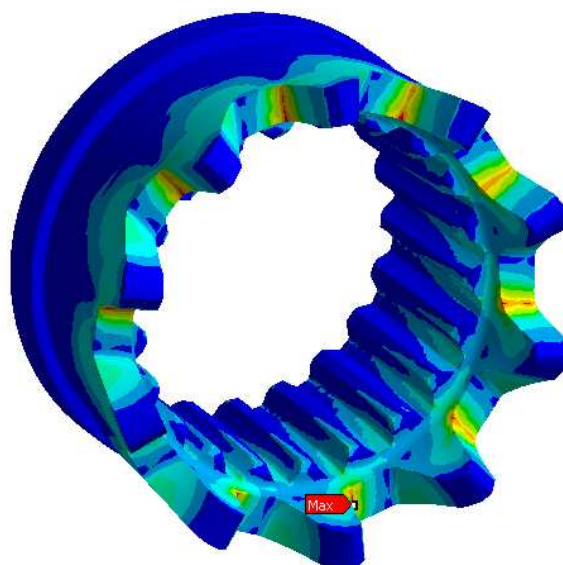
Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

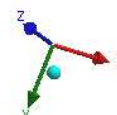
Time: 1

13.5.2009 8:57

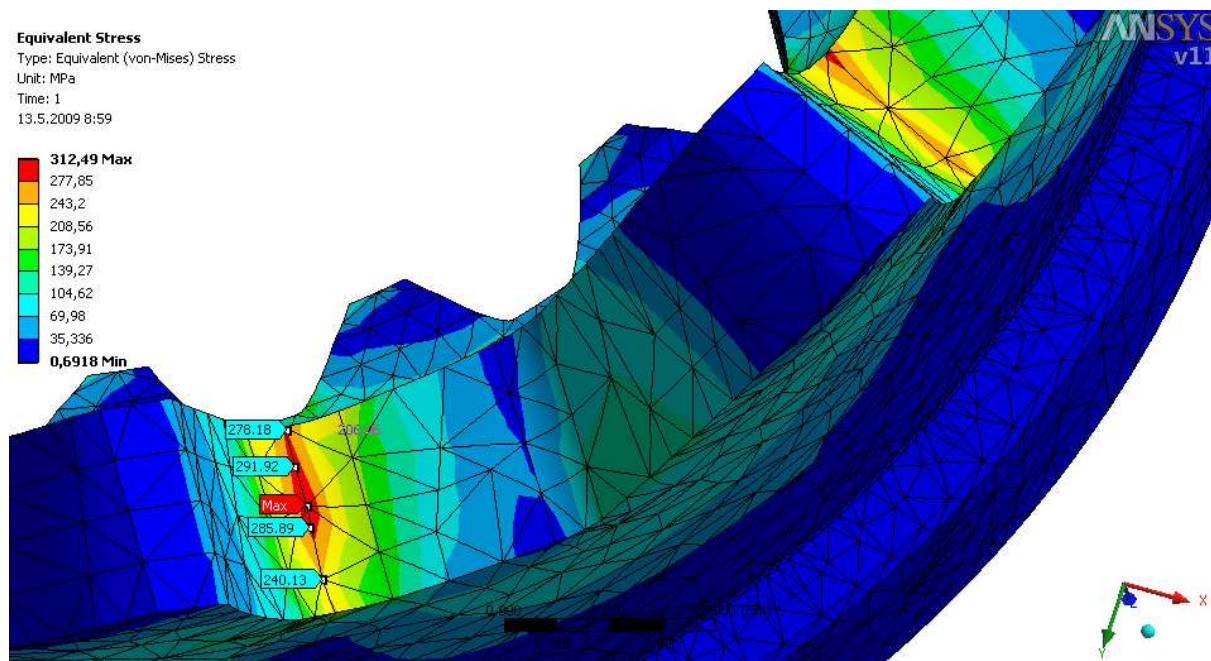
**312,49 Max**  
277,85  
243,2  
208,56  
173,91  
139,27  
104,62  
69,98  
35,336  
**0,6918 Min**



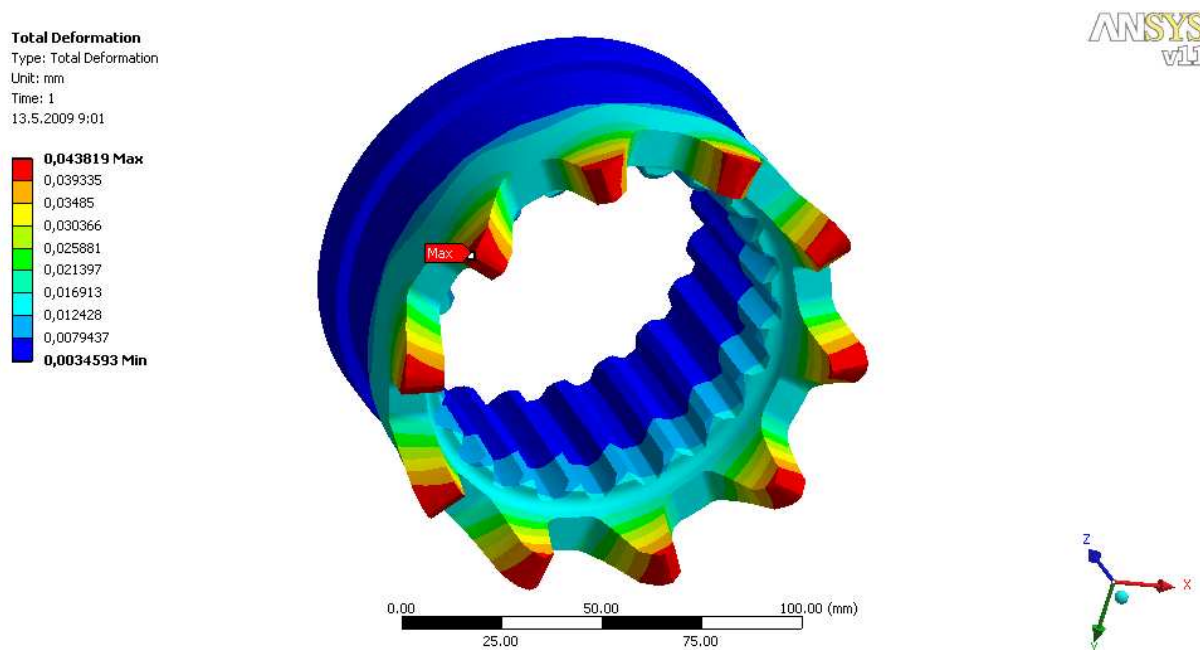
0,00 22,50 45,00 67,50 90,00 (mm)



Obr. 6.7 – Zobrazení napětí podle hypotézy HMM pro druhý (ideální) případ



Obr. 6.8 – Detailní zobrazení špičky a napětí v patě zubu pro druhý (ideální) případ



Obr. 6.9 – Zobrazení celkových deformací objímky pro druhý (ideální) případ

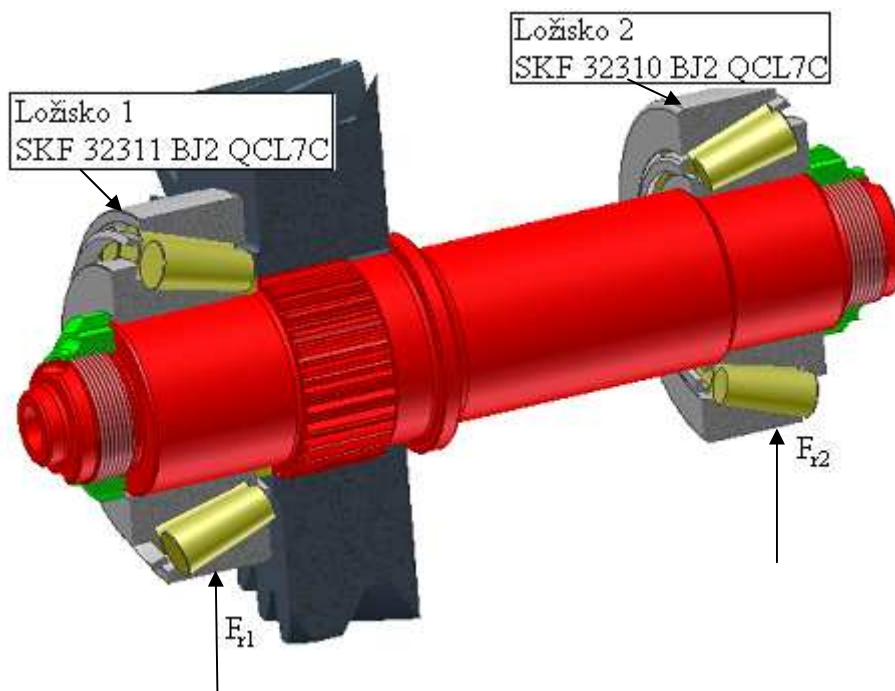
Statická kontrola

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\max}^{HMH}} = \frac{640}{312,5} = \underline{\underline{2,05 [-]}} \quad (1.3)$$

Vzhledem k tomu, že v extrémním případě se největší napětí nacházejí pouze v jednotlivých bodech sítě a jsou pravděpodobně z velké části způsobeny její nedokonalostí, přesto však ani tato špičková napětí nepřesahují mez kluzu v tahu. V místech předpokládaného výskytu maximálních napětí (v patě zubů) napětí nepřesahují hodnotu 320 MPa. A dále také s ohledem na to, že i pro ideální případ jsem počítal s tlakem 2x větším, než by se v tomto případě skutečně přenášel, považuji tuto objímku za schopnou přenášet daný krouticí moment z hnaného ozubeného kola na hnaný hřídel pomocného pohonu.

## 7. Kontrolní výpočet ložisek

### 7.1 Kontrola ložisek vloženého hřídele



Obr. 7.1 – Zobrazení ložisek a jejich zatížení

Na obrázku 7.1 jsou zobrazena ložiska, ve kterých je uložen vložený hřídel a také směr působení zatěžujících sil. Síly působící na ložiska byly vypočítány v kapitole 4. Na ložiska vloženého hřídele nepůsobí axiální síly, protože axiální síly, které vznikají vlivem šikmého ozubení kol spoluzabírajících s vloženým kolem, a jejichž velikost je stejná, se z důvodu opačného směru působení vzájemně odečtou.

**Velikosti zatěžujících sil jsou:**

- $F_{r1} = 36,75 \text{ [kN]}$
- $F_{r2} = 16,6 \text{ [kN]}$

**Otáčky hřídele jsou:**

- $n_{vl} = 952 \text{ min}^{-1}$

Výpočet provádím pomocí výpočtového programu firmy SKF [14].

## Equivalent bearing loads and basic rating life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "Equivalent dynamic bearing load"

See section "Equivalent static bearing load"

Bearing 32311 BJ2/QCL7C

$C$ , kN 216

$C_0$ , kN 260

$F_r$ , kN 36.75

$F_a$ , kN 16.7

Calculate

The given  $F_a$  is replaced by the required  $F_a$  that is created in a normal arrangement

$e$  0.54

$X$  1

$Y$  0

$P$ , kN 36.8

$L_{10}$  [Mrev] 370

$X_0$  0.5

$Y_0$  0.6

$P_0$ , kN 28.4

Obr. 7.2 – Výpočet ekvivalentního zatížení působícího na ložisko 1

## Bearing life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "SKF rating life"

Bearing 32311 BJ2/QCL7C

Select  $\eta_c$  d, mm 55

0.7 D, mm 120

$C$ , kN 216

$P_u$ , kN 30

$P$ , kN 36.8

$n$ , r/min 952

$v$ , mm<sup>2</sup>/s 10

Calculate

$L_{10}$  360  $L_{10h}$  6390

$\kappa$  0.769

$v_1$  13

$a_{SKF}$  1.53  $L_{10m}$  560  $L_{10mh}$  9780

Old  $a_{23}$  method for comparison

$a_{23}$  0.629  $L_{10a}$  230  $L_{10ah}$  4020

For grease lubricated bearings, please check the grease life. See section "Grease lubrication"

For calculation of two bearings on a shaft, see the program "SKF Bearing Select"

For calculation of the contamination factor  $\eta_c$ , see the program "SKF Bearing Select"

Obr. 7.3 – Výpočet životnosti ložiska 1

## Equivalent bearing loads and basic rating life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "Equivalent dynamic bearing load"

See section "Equivalent static bearing load"

Bearing [32310 BJ2/QCL7C](#)

C, kN

C<sub>0</sub>, kN

F<sub>r</sub>, kN

F<sub>a</sub>, kN

[Calculate](#)

The given F<sub>a</sub> is replaced by the required F<sub>a</sub> that is created in a normal arrangement

e

X

Y

P, kN

L<sub>10</sub> [Mrev]

X<sub>0</sub>

Y<sub>0</sub>

P<sub>0</sub>, kN

Obr. 7.4 - Výpočet ekvivalentního zatížení působícího na ložisko 2

## Bearing life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "SKF rating life"

Bearing [32310 BJ2/QCL7C](#)

Select  $\eta_0$

d, mm

D, mm

C, kN

P<sub>u</sub>, kN

P, kN

n, r/min

$\nu$ , mm<sup>2</sup>/s

[Calculate](#)

L<sub>10</sub>

L<sub>10h</sub>

$\kappa$

$\nu_1$

a<sub>SKF</sub>

L<sub>10m</sub>

L<sub>10mh</sub>

Old a<sub>23</sub> method for comparison

a<sub>23</sub>

L<sub>10a</sub>

L<sub>10ah</sub>

For grease lubricated bearings, please check the grease life. See section "[Grease lubrication](#)"

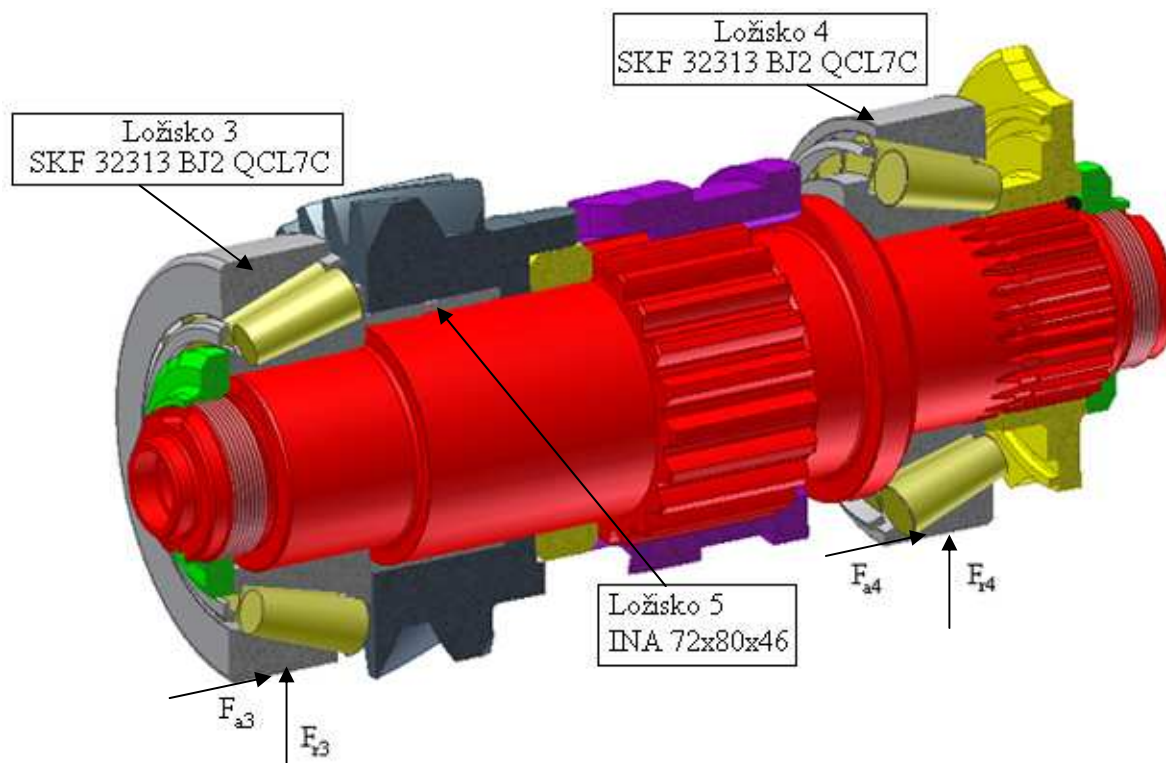
For calculation of two bearings on a shaft, see the program "[SKF Bearing Select](#)"

For calculation of the contamination factor  $\eta_c$ , see the program "[SKF Bearing Select](#)"

Obr. 7.5 - Výpočet životnosti ložiska 2



## 7.2 Kontrola ložisek hnaného hřídele



Obr. 7.6 – Zobrazení ložisek a jejich zatížení

Na obrázku 7.6 jsou zobrazena ložiska, ve kterých je uložen vložený hřídel a také směr působení zatěžujících sil. Síly působící na ložiska byly vypočítány v kapitole 4

**Velikosti zatěžujících sil jsou:**

- $F_{r3} = 30,8$  [kN]
- $F_{a3} = 11,14$  [kN]
- $F_{r4} = 6,04$  [kN]
- $F_{a4} = 2,78$  [kN]

**Otáčky hřídele jsou:**

- $n_{hn} = 1200$   $\text{min}^{-1}$

Výpočet provádím pomocí výpočtového programu firmy SKF [14].

## Equivalent bearing loads and basic rating life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "Equivalent dynamic bearing load"

See section "Equivalent static bearing load"

Bearing [32312 BJ2/QCL7C](#)

C, kN

C<sub>0</sub>, kN

F<sub>r</sub>, kN

F<sub>a</sub>, kN

[Calculate](#)

The given F<sub>a</sub> is replaced by the required F<sub>a</sub> that is created in a normal arrangement

e

X

Y

P, kN

L<sub>10</sub> [Mrev]

X<sub>0</sub>

Y<sub>0</sub>

P<sub>0</sub>, kN

Obr. 7.7 - Výpočet ekvivalentního zatížení působícího na ložisko 3

## Bearing life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "SKF rating life"

Bearing [32312 BJ2/QCL7C](#)

Select  $\eta_0$

d, mm

D, mm

C, kN

P<sub>u</sub>, kN

P, kN

n, r/min

v, mm<sup>2</sup>/s

[Calculate](#)

L<sub>10</sub>  L<sub>10h</sub>

K

v<sub>1</sub>

a<sub>SKF</sub>  L<sub>10m</sub>  L<sub>10mh</sub>

Old a<sub>23</sub> method for comparison

a<sub>23</sub>  L<sub>10a</sub>  L<sub>10ah</sub>

For grease lubricated bearings, please check the grease life. See section "Grease lubrication"

For calculation of two bearings on a shaft, see the program "SKF Bearing Select"

For calculation of the contamination factor  $\eta_c$ , see the program "SKF Bearing Select"

Obr. 7.8 - Výpočet životnosti ložiska 3



## Equivalent bearing loads and basic rating life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "Equivalent dynamic bearing load"

See section "Equivalent static bearing load"

Bearing	32312 BJ2/QCL7C		
C, kN	<input type="text" value="220"/>		
C <sub>0</sub> , kN	<input type="text" value="305"/>		
F <sub>r</sub> , kN	<input type="text" value="6.04"/>		
F <sub>a</sub> , kN	<input type="text" value="2.78"/>		
	<input type="button" value="Calculate"/>		
e	<input type="text" value="0.54"/>		
X	<input type="text" value="1"/>	X <sub>0</sub>	<input type="text" value="0.5"/>
Y	<input type="text" value="0"/>	Y <sub>0</sub>	<input type="text" value="0.6"/>
P, kN	<input type="text" value="6.04"/>	P <sub>0</sub> , kN	<input type="text" value="4.69"/>
L <sub>10</sub> [Mrev]	<input type="text" value="160200"/>		

Obr. 7.9 - Výpočet ekvivalentního zatížení působícího na ložisko 4

## Bearing life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "SKF rating life"

Bearing	32312 BJ2/QCL7C		
Select $\eta_c$	d, mm	<input type="text" value="60"/>	
<input type="text" value="0.7"/>	D, mm	<input type="text" value="130"/>	
	C, kN	<input type="text" value="220"/>	
	P <sub>0</sub> , kN	<input type="text" value="35.5"/>	
	P, kN	<input type="text" value="6.04"/>	
	n, r/min	<input type="text" value="1200"/>	
	v, mm <sup>2</sup> /s	<input type="text" value="10"/>	
		<input type="button" value="Calculate"/>	
	L <sub>10</sub>	<input type="text" value="160200"/>	L <sub>10h</sub> <input type="text" value="&gt; 1000000"/>
κ	<input type="text" value="0.914"/>		
v <sub>1</sub>	<input type="text" value="10.9"/>		
a <sub>SKF</sub>	<input type="text" value="50"/>	L <sub>10m</sub> <input type="text" value="&gt; 1000000"/>	L <sub>10mh</sub> <input type="text" value="&gt; 1000000"/>
Old a <sub>23</sub> method for comparison			
a <sub>23</sub>	<input type="text" value="0.854"/>	L <sub>10a</sub> <input type="text" value="136700"/>	L <sub>10ah</sub> <input type="text" value="&gt; 1000000"/>

For grease lubricated bearings, please check the grease life. See section "Grease lubrication"

For calculation of two bearings on a shaft, see the program "SKF Bearing Select"

For calculation of the contamination factor  $\eta_c$ , see the program "SKF Bearing Select"

Obr. 7.8 - Výpočet životnosti ložiska 3

Ložisko 5 (INA 72x80x46) nekontroluji vzhledem k tomu, že stejné ložisko je použito pod ozubeným kolem stálého převodu na vstupní hřídeli do převodovky a jeho zatížení je totožné se zatížením ložiska 5.

**Tabulka 7.1 – Zhodnocení životnosti ložisek**

Číslo	Označení	Životnost
1	<i>SKF 32311 BJ2 QCL7C</i>	9780 [hod]
2	<i>SKF 32310 BJ2 QCL7C</i>	170900 [hod]
3	<i>SKF 32312 BJ2 QCL7C</i>	21400 [hod]
4	<i>SKF 32312 BJ2 QCL7C</i>	>1000000 [hod]

Rozhodující pro životnost převodovky je ložisko s nejmenší životností č.1, jehož životnost je 9780 hodin.

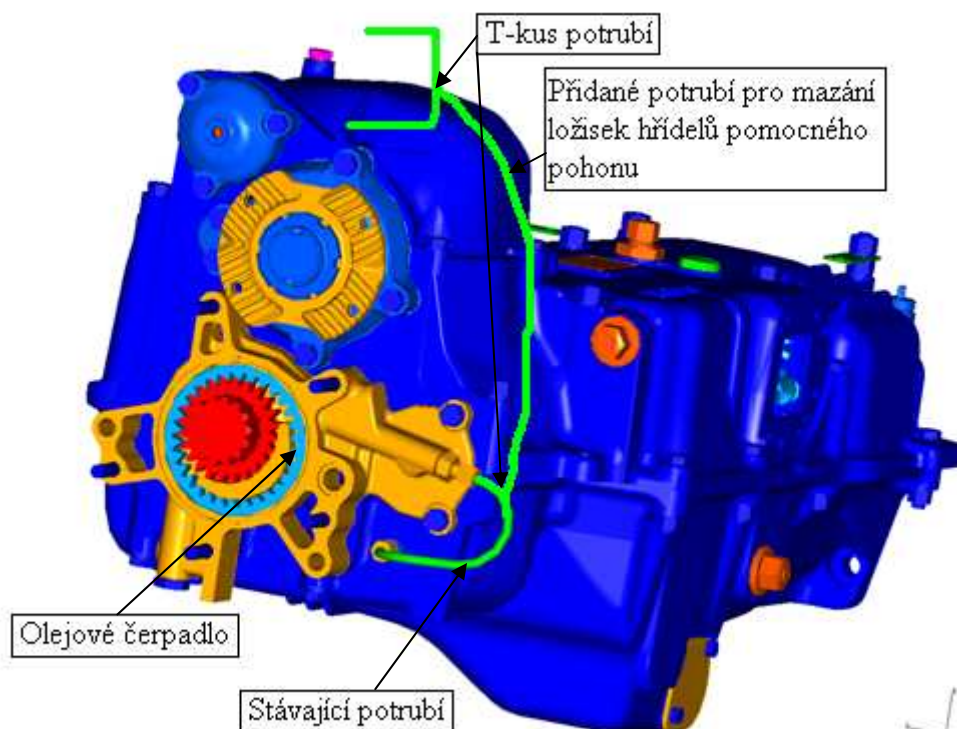
## 8. Popis mazání

Mazání má zásadní vliv na správnou funkci ložisek, které se otáčejí a jsou zatíženy. Ložiska mohou být mazána olejem nebo plastickým mazivem. V mém případě je pro mazání ložisek použit olej.

### Olej

K mazání jsou používány minerální, rostlinné a syntetické oleje. Jejich důležitou charakteristickou vlastností je např. viskozita, odolnost proti korozi atd. Volba maziva závisí na provozních podmínkách. Při použití ložisek mazaných olejem musí být zajištěno stálé mazání ložisek.

Pro přívod oleje k ložiskům využiji venkovního olejového potrubí od olejového čerpadla převodovky, které zajišťuje mazání ložisek ozubeného kola zpětného převodu. Pro rozdělení toku oleje k ložiskům hřídelů přidavného převodu použiji T-kus potrubí jak je znázorněno na obr. 8.1.

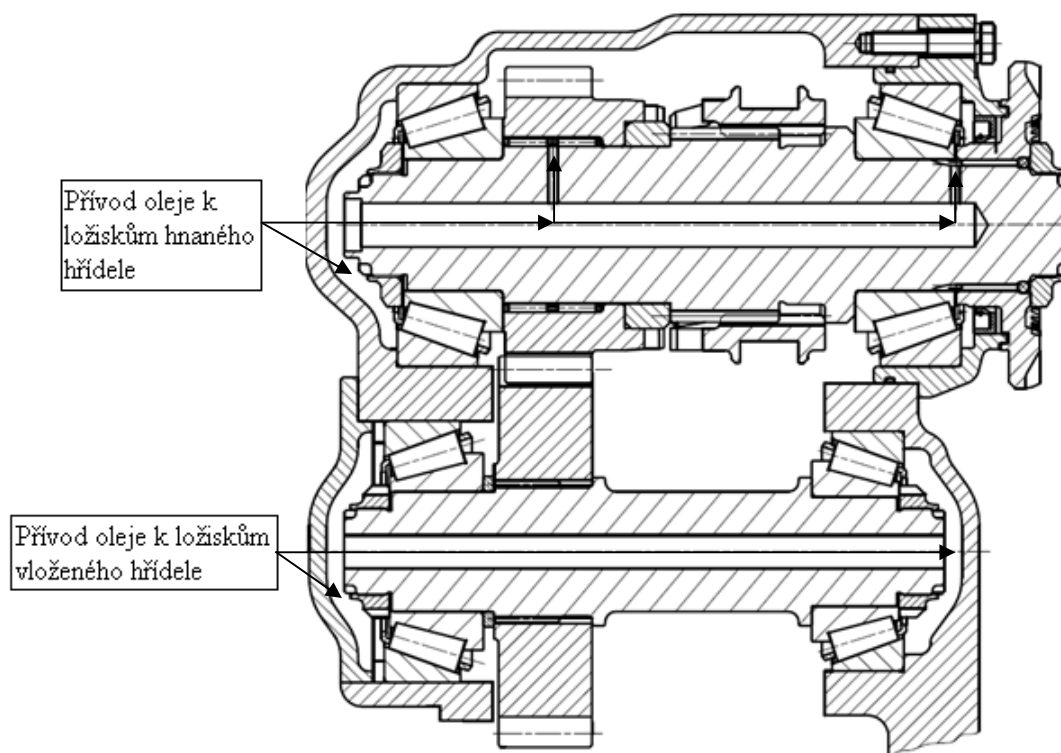


Obr. 8.1 – Zobrazení zajištění dodávky oleje k ložiskům pomocného pohonu

Uvnitř převodovky pak je zajištěn přívod oleje k ložiskům otvory v hřídelích.

U vloženého hřídele je olej přiváděn do dutin mezi ložiskem a skříní respektive víčkem.

U hnaného je rovněž jedno ložisko mazáno přívodem oleje do dutiny mezi ložiskem a skříní a ostatní k ostatním ložiskům je přiváděn olej dutinou uvnitř hřídele a mazacím otvorem, jak je zobrazeno na obr. 8.2.

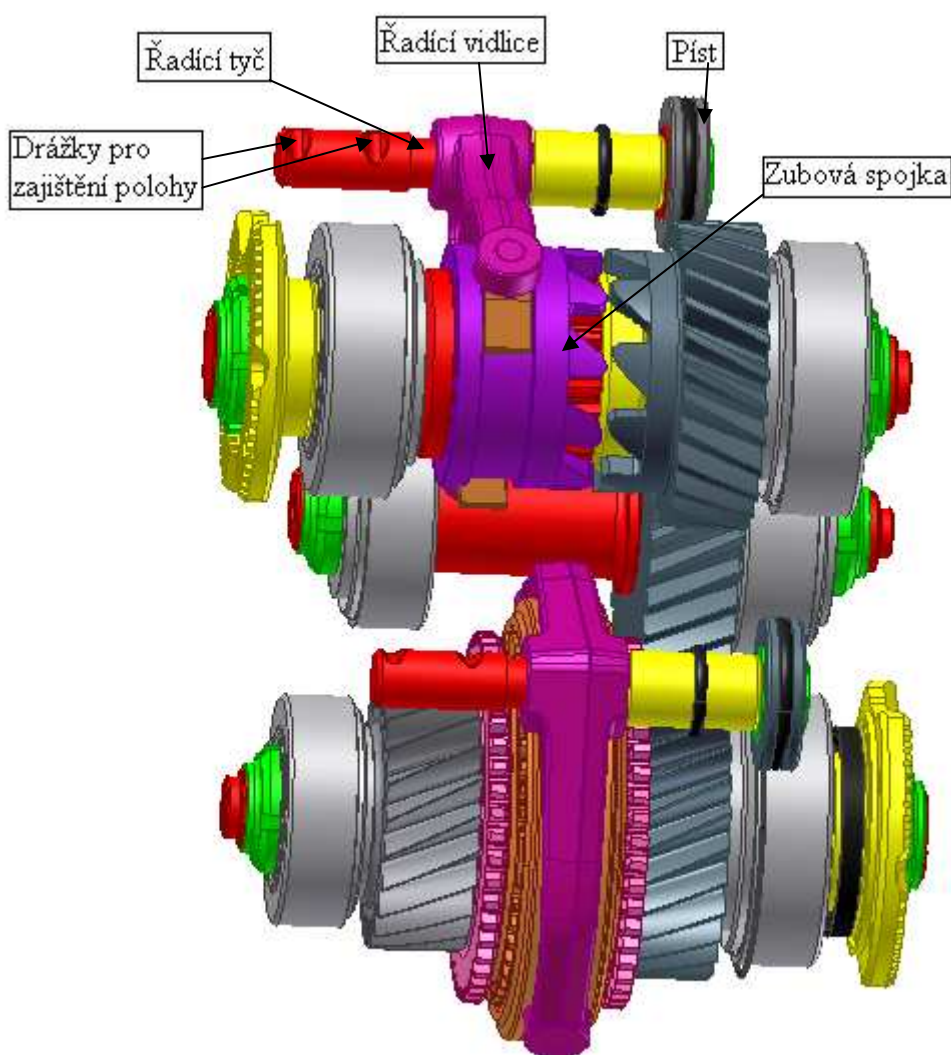


*Obr. 8.2 – Přívod oleje k ložiskům pomocného pohonu*

## 9. Popis řazení pomocného pohonu

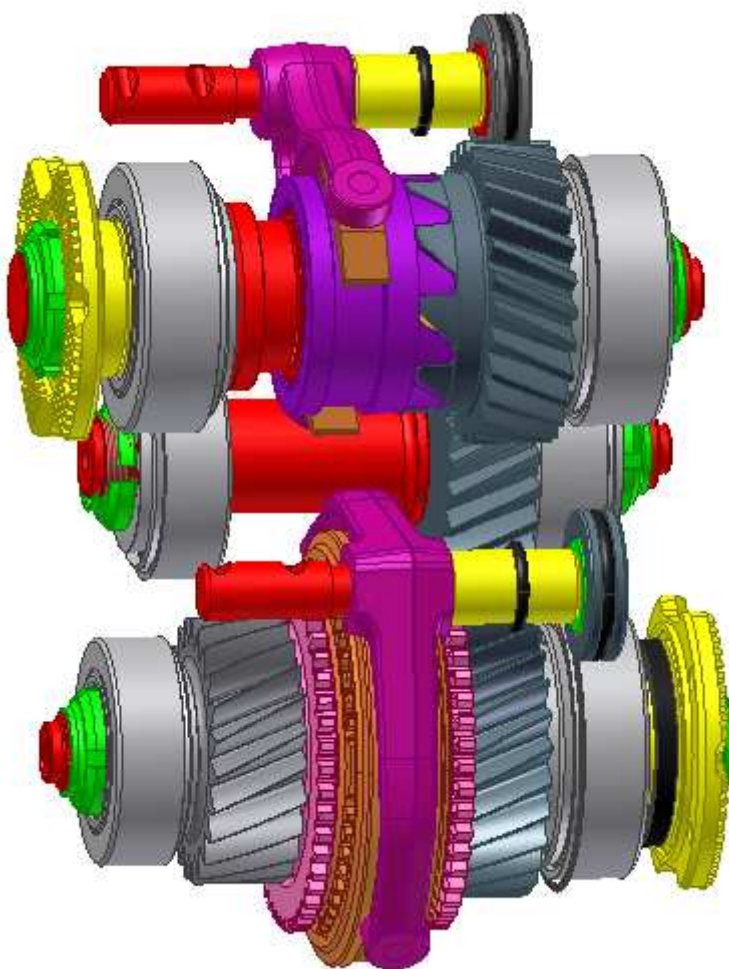
Řazení pomocného pohonu do činnosti je realizováno pomocí pneumatického přímočarého motoru, který je ovládán pomocí tlakového vzduchu. Řadící mechanismus se skládá z těchto hlavních částí (obr. 9.1):

- Řadící tyč s pístem
- Řadící vidlice s kluznými kameny
- Mechanismus pro zajištění polohy řadícího mechanismu
- Spojovací objímka
- Vzduchový válec



Obr. 9.1 – Řazení pomocného pohonu s popisem hl. částí (stav nezařazeno)

Po zařazení (obr. 9.2) je krouticí moment přenášen z hnaného ozubeného kola pomocí spojovací objímky na hnanou hřídel. Přenos je přenášen pomocí tvarových zubů na čele spojky a na boku ozubeného kola. Z pevnostního a pro usnadnění řazení jsou spojovací zuby na objímce a hnaném kole trojúhelníkového tvaru. Řadící vidlice je opatřena kluznými kameny, které jsou vyrobeny z otěru odolného materiálu. Pro realizaci přenosu krouticího momentu od motoru na přírubu výstupní hřídele je dále nutno aby byl zařazeno v záběru ozubené kolo stálého převodu převodovky 10TS210 a na výstupu převodovky, který pohání nápravy automobilu byl vyřazen neutrál.



*Obr. 8.2 – Řazení pomocného pohonu (stav zařazeno)*

## 10. Závěrečné zhodnocení

Cíle, které jsem si stanovil na začátku diplomové práce, byly splněny v plném rozsahu. Nejdříve jsem provedl analýzu stávající převodovky a provedl 2 koncepční návrhy, ze kterých jsem zvolil jeden vhodný pro realizaci. Pro tento návrh jsem provedl návrh ozubení, geometrický a pevnostní výpočet ozubení, pak jsem vytvořil koncepční 3D model mechanismu pomocného pohonu v programu Autodesk Inventor 2009 Professional s ohledem na použití co největšího množství prvků normalizovaných, nebo již využívaných v upravované převodovce, tak aby nově vyráběných dílů bylo pokud možno co nejméně a řešení bylo ekonomicky výhodné.

Na základě modelu jsem navrhl vložený a výstupní hřídel a tyto jsem pak pevnostně kontroloval na statickou a dynamickou bezpečnost. Podle výsledků kontroly jsem provedl nutné úpravy tvaru hřídelů, aby hřídele pevnostně vyhovely požadavkům. Během výpočtů jsem také určil reakce v ložiscích, které potřebuji k životnostním výpočtům. Dále jsem na hřídelích provedl pevnostní kontrolu drážkování, přes které je realizován přenos krouticího momentu.

V dalším bodě jsem provedl návrh ložisek, ve který jsou hřídele uloženy, a spočetl jsem životnosti jednotlivých ložisek. Určil jsem, že životnost nejvíce namáhaného ložiska je  $L = 9780$  hodin.

Pro zařazení pomocného pohonu do záběru jsem navrhl spojovací objímku, která umožňuje přenos krouticího momentu z hnaného ozubeného kola na výstupní hřídel pomocí tvarových zubů na čele objímky a evolventního drážkování.

Na konec jsem popsal, jak by mělo být realizováno mazání ložisek pomocného pohonu, a kudy by se dal přivést převodový olej k ložiskům. A provedl jsem rozbor řazení pomocného pohonu.

Výsledný pomocný pohon je dostatečně nadimenzován, aby umožňoval přenos plného výkonu od motoru na poháněné zařízení, které může být umístěno jako nástavba nákladního automobilu a je výkonově velmi náročné.

**Zhodnocení cílů:**

- Byl proveden návrh a kontrola ozubení
- Tvar a rozměry hřídelů byly navrženy s ohledem na funkci a pevnostní hlediska a jsou vyhovující
- Pro uložení hřídelů jsou použita kuželová ložiska SKF a životností vyhovují požadavkům
- Byly zhotoveny výkresy sestavení pomocného pohonu a dílenský výkres výstupního hřídele.



## 11. Seznam použité literatury

- [1] BOHÁČEK, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů II-Hřídele, tribologie, ložiska*. Skripta VUT Brno, Ostrava 1983, ISBN 55–656-83.
- [2] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. – Spojovací části strojů*. Ostrava, Montanex a.s., 2000. ISBN 80–7225-018–3.
- [3] MORAVEC, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II – Čelní ozubená kola*. Ostrava, Montanex a.s., 2001. ISBN 80–7225-051–5.
- [4] MORAVEC, V.: *Mechanické a hydraulické převody. Mechanické převody*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2000, 1. vydání, ISBN 80–7078-807–0.
- [5] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2005, ISBN 80–248-0878–1.
- [7] NĚMČEK, M., MIKEŠ, I.: *Návody do cvičení I. – Konstrukce převodových skříní*. První vydání. Ostrava, VŠB-TU, 1993. ISBN 80–7078-200–5.
- [8] NĚMČEK, M., *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*. Ostrava, Montanex a.s., 2003. ISBN 80–7225-111–2.
- [9] VÁVRA, P., KŘÍŽ, P.: *Strojnická příručka, díl 5*. Praha: Scientia spol. s.r.o., 1994. ISBN 80–85827-59–X.
- [10] VÁVRA, P., KŘÍŽ, P.: *Strojnická příručka, díl 6*. Praha: Scientia spol. s.r.o., 1995. ISBN 80–85827-88–3.
- [11] VÁVRA, P., LEINVEBER, J.: *Strojnické tabulky*. Druhé doplněné vydání. Praha: Albra, 2005. ISBN 80–7361-011–6.

## Internetové odkazy

- [12] *Webové stránky firmy Tatra, a.s. Kopřivnice*  
URL: <<http://www.tatra.cz>> [citováno 5. května 2009]
- [13] *Webové stránky firmy Slovnaft*  
URL: <<http://www.vurup.sk/english/madit/pp80madi/slovak.html>>  
[citováno 5. května 2009]
- [14] *Webové stránky firmy Skf-internetový katalog*  
URL: <<http://www.skf.com/portal/skf/home>> [citováno 5. května 2009]
- [15] *Webové stránky Geolog.cz*  
URL: <http://www.geolog.cz> [citováno 20. dubna 2009]

## **Použité programové vybavení**

- [16] NĚMČEK, M.: *Geometrie*. Program pro výpočet ozubení, verze 3. Ostrava: VŠB-TU, 2009
- [17] NĚMČEK, M.: *Profil*. Program pro sledování záběru, verze 1.1. Ostrava: VŠB-TU, 2009
- [18] NĚMČEK, M.: *ČSN*. Program pro pevnostní výpočet ozubení, verze 1.2. Ostrava: VŠB-TU, 2009
- [19] AUTODESK, Inc.: Autodesk Inventor Profesional 2009, verze 2009, built 236a, 2009, 3D strojírenský parametrický CAD
- [20] AUTODESK, Inc.: Autodesk AutoCAD Mechanical 2009, verze 2009, 2009, 2D strojírenský parametrický CAD
- [21] ANSYS Simulation 11.0 Copyright © 2007 SAS IP, Inc

## **Použité normy**

- [22] DIN 3990. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Kontrolní výpočet čelních ozubených kol*. 1989.
- [23] DIN 3962. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Kontrolní výpočet čelních ozubených kol*. 1989

## 12. Seznam příloh

- I. Geometrické výpočty ozubených kol
- II. Pevnostní výpočet dvojice kol hnací kolo – vložené kolo
- III. Pevnostní výpočet dvojice kol vložené kolo – hnané kolo
- IV. Kontrola evolventního drážkování pod spojovací objímkou
- V. Kontrola evolventního drážkování pod přírubou

KOL414DP0S00                      Sestavný výkres pomocného pohonu

KOL414DP2D01                      Detailní výkres výstupního hřídele

CD obsahující elektronickou podobu celé diplomové práce

# Příloha I – Geometrický výpočet ozubení

	<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení		Vnější		Vnější
Normální boční vůle	$j_n$	[mm]	0.0000	
Počet zubů	$z$	[-]	27	34
Počet zubů náhradního kola	$z_n$	[-]	34.430	43.356
Normální modul	$m_n$	[mm]	4.500	
Čelní modul	$m_t$	[mm]	4.916	
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$	[°]	23.75000	
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$	[°]	22.23821	
Úhel profilu čelní	$\alpha_t$	[°]	21.68506	
Úhel záběru čelní	$\alpha_{tw}$	[°]	21.73404	
Osová vzdálenost pracovní	$a_w$	[mm]	150.00000	
Osová vzdálenost roztečná	$a$	[mm]	149.94896	
Jednotková korekce	$x$	[-]	0	0.01136
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0	0.05110
Součet jednotkových korekcí	$x_\Sigma$	[-]		0.01136
Jednotkové přisunutí kol	$\Delta y$	[-]		0.00001
Průměr patní kružnice	$d_f$	[mm]	117.71170	152.22841
základní kružnice	$d_b$	[mm]	123.34743	155.32639
kr.začátku evolventy	$d_L$	[mm]	123.97262	157.39426
valivé kružnice	$d_w$	[mm]	132.78689	167.21311
roztečné kružnice	$d$	[mm]	132.74170	167.16621
hlavové kružnice	$d_a$	[mm]	145.50000	178.40000
Tloušťka zubu na patní kružnici	$s_f$	[mm]	---	---
základní kružnici	$s_b$	[mm]	8.83106	9.43347
začátku evolventy	$s_L$	[mm]	8.83044	9.33142
valivé kružnici	$s_w$	[mm]	7.05413	7.08707
roztečné kružnici	$s$	[mm]	7.06659	7.10576
hlavové kružnici	$s_a$	[mm]	1.41059	2.40816
Šířka mezery na valivé kružnici	$e_w$	[mm]	7.08707	7.05413
Výška paty	$h_f$	[mm]	7.51500	7.46390
hlavy	$h_a$	[mm]	6.37915	5.62189
zubu	$h$	[mm]	13.89415	13.08580
Společná šířka kol	$b$	[mm]		40.000
Délka evolventy	$ev$	[mm]	11.75742	11.35288
Měrný skluz na patě		[-]	-1.86584	-1.86528
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.65099	0.66509
Poměr b/d	$\psi_d$	[-]	0.301	0.239
Poměr b/ $m_n$	$\psi_m$	[-]		8.889
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	[-]		1.87549
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	[-]		1.13954
Součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	[-]		3.01503
Délka dotyku 1 páru zubů	$L_{pmax}$	[mm]		43.21435
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$	[mm]		76.90517
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$	[mm]		81.70694
Čelní rozteč	$p_t$	[mm]		15.44520
Čelní rozteč základní	$p_{tb}$	[mm]		14.35213
Kontrolní rozměr přes zuby	$W$	[mm]	61.96942	75.85642
Počet měřených zubů	$z_w$	[-]	5	6
Minimální šířka kola pro měření	$b_{min}$	[mm]	24.958	30.551
Měřená konstant. tloušťka zubu	$s_c$	[mm]	6.24172	6.27456
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	$h_c$	[mm]	5.24325	4.46002
Kontrolní rozměr přes kuličky	$M$	[mm]	158.66424	189.62508
Průměr kuličky	$d_t$	[mm]	12.50464	11.16698
Poměrná výška hlavy profilu	$h_a^*$	[-]	1.42000	1.42000
Poměrná hlavová vůle profilu	$c^*$	[-]	0.25000	0.25000
Poměrný radius paty profilu	$\rho_f$	[-]	0.25359	0.25359
Úhel profilu	$\alpha_n$	[°]		20.00000

**Příloha II – Pevnostní kontrola soukolí hnací kolo – vložené kolo**

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 0:24:13 Datum - 14.4.2009  
 Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

## Geometrie

z1= 27.0	z2= 34.0	Parametry základního profilu	
x1= -0.0000	x2= 0.0114	ha1*= 1.4200	ha2*= 1.4200
da1= 145.500[mm]	da2= 178.400[mm]	ca1*= 0.2581	ca2*= 0.4264
mn= 4.500[mm]	aw= 150.000[mm]	Rof1*= 0.3800	Rof2*= 0.3800
Alfan= 20.000[°]	Beta= 23.750[°]		
Epsalfa= 1.875	Epsbeta= 1.054		

## Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 920.0[MPa]	Sigma0Flimb2= 920.0[MPa]
Sigma0Hlim1 = 1500.0[MPa]	Sigma0Hlim2 = 1500.0[MPa]
14 224	14 224
cementovaná kalená	cementovaná kalená

## Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet  
 T1= 2100.0[N.m]  
 YA1= 1.000 YA2= 0.700  
 KA= 1.500 KAS= 2.000

## Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 40.0 b2= 43.0 db= 3.0

## Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.B

## KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti  
 SigmaF1 = 706.1 SigmaF2 = 566.2  
 SigmaFP1= 920.0 SigmaFP2= 644.0  
 SF1= 1.303 SF2= 1.137

SigmaFmax1 = 1412.2 SigmaFmax2 = 1132.4  
 SigmaFPmax1= 1840.0 SigmaFPmax2= 1840.0

## Ostatní součinitele

KF= 1.800 KFv= 1.000  
 KHalfa= 1.200 KFbeta= 1.000  
 Ypsilon= 0.625 Ybeta= 0.791  
 YFS1= 2.820 YFS2= 2.346  
 YF1= 1.604 YF2= 1.234  
 YS1= 1.758 YS2= 1.901

## KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti  
 SigmaH1 = 1480.3 SigmaH2 = 1480.3  
 SigmaHP1= 1500.0 SigmaHP2= 1500.0  
 SH1= 1.013 SH2= 1.013

SigmaHmax1 = 2093.4 SigmaHmax2 = 2093.4  
 SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

## Ostatní součinitele

KH= 1.800 KHv= 1.000  
 KHalfa= 1.200 KHBeta= 1.000  
 KA= 1.500 KAS= 2.000  
 Zepsilon= 0.730 ZH= 2.319  
 ZE= 191.646 Zbeta= 0.957

**Příloha III – Pevnostní kontrola soukolí vložené kolo – hnané kolo**

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 0:28:37 Datum - 14.4.2009  
 Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

## Geometrie

z1= 34.0 z2= 27.0  
 x1= 0.0114 x2= -0.0000  
 da1= 178.400[mm] da2= 145.500[mm] Parametry základního profilu  
 mn= 4.500[mm] aw= 150.000[mm] ha1\*= 1.4200 ha2\*= 1.4200  
 Alfa= 20.000[°] Beta= 23.750[°] ca1\*= 0.4264 ca2\*= 0.2581  
 Epsalfa= 1.875 Epsbeta= 1.054 Rof1\*= 0.3800 Rof2\*= 0.3800

## Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 920.0[MPa] Sigma0Flimb2= 920.0[MPa]  
 Sigma0Hlim1 = 1500.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 1500.0[MPa]  
 14 224 14 224  
 cementovaná kalená cementovaná kalená

## Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet  
 T1= 2646.0[N.m]  
 YA1= 0.700 YA2= 1.000  
 KA= 1.500 KAS= 2.000  
 Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 40.0 b2= 43.0 db= 3.0

## Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.B

## KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti  
 SigmaF1 = 554.8 SigmaF2 = 647.0  
 SigmaFP1= 644.0 SigmaFP2= 920.0  
 SF1= 1.161 SF2= 1.422  
 SigmaFmax1 = 1109.6 SigmaFmax2 = 1294.0  
 SigmaFPmax1= 1840.0 SigmaFPmax2= 1840.0

## Ostatní součinitele

KF= 1.800 KFv= 1.000  
 KHalfa= 1.200 KFbeta= 1.000  
 Ypsilon= 0.625 Ybeta= 0.791  
 YFS1= 2.214 YFS2= 2.679  
 YF1= 1.234 YF2= 1.604  
 YS1= 1.795 YS2= 1.670

## KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti  
 SigmaH1 = 1480.7 SigmaH2 = 1480.7  
 SigmaHP1= 1500.0 SigmaHP2= 1500.0  
 SH1= 1.013 SH2= 1.013  
 SigmaHmax1 = 2094.0 SigmaHmax2 = 2094.0  
 SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

## Ostatní součinitele

KH= 1.800 KHv= 1.000  
 KHalfa= 1.200 KHalfa= 1.000  
 KA= 1.500 KAS= 2.000  
 Zepsilon= 0.730 ZH= 2.319  
 ZE= 191.646 Zbeta= 0.957

## Příloha IV – Kontrola drážkování pod objímkou

**Evolventní spojení s drážkou (Verze: 2009 (Build 130236001, 236))**

14.4.2009

☐ **Informace o projektu**☐ **Scénář**

Způsob výpočtu zatížení - Výpočet výkonu pro daný krouticí moment a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Pevnostní kontrola pro dané zatížení, rozměry a vlastnosti spoje

☐ **Zatížení**

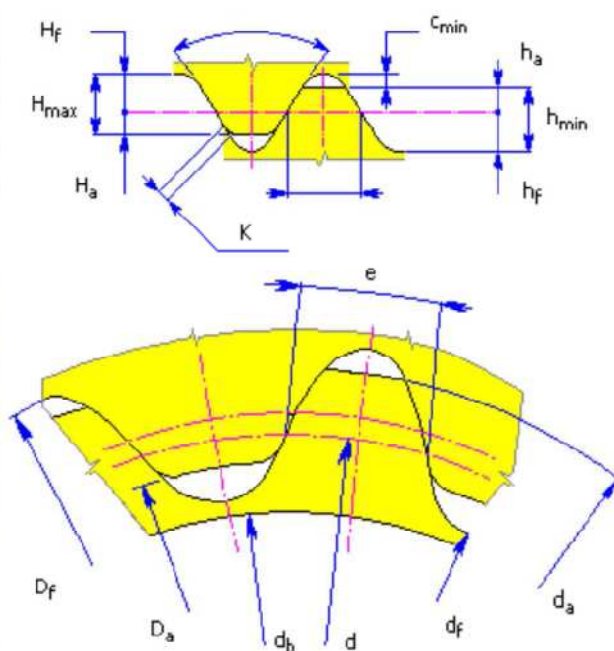
Výkon	P	263,894 kW
Otáčky	n	1200,000 rpm
Svěrný moment	T	2100,000 N m

☐ **Rozměry**

Označení drážkování	CSN 4950 - 30 stupňů, zaoblená pata zubu, na boky zubů - 90 x 4,00 x 7H/9r	
Vnitřní průměr dutého hřídele	$d_h$	20,000 mm
Vnější průměr drážkovaného náboje	$D_{oi}$	130,000 mm
Délka	$l$	50,000 mm

☐ **Rozměry drážkování**

Posunutí základního profilu	$x_m$	0,800 mm
Rozteč	$p$	12,566 mm
Jmenovitý průměr	$D$	90,000 mm
Roztečný průměr	$d$	84,000 mm
Průměr základní kružnice	$d_b$	72,746 mm
Modul	$m$	4,000 mm
Počet zubů	$z$	21,000 ul
Výška hlavy zubu náboje	$H_a$	1,800 mm
Výška zubu náboje	$H_{max}$	4,880 mm
Výška paty zubu náboje	$H_f$	3,080 mm
Výška paty zubu hřídele	$h_f$	3,320 mm
Výška zubu hřídele	$h_{min}$	5,120 mm
Výška hlavy zubu hřídele	$h_a$	1,800 mm
Sražení nebo poloměr zaoblení hrany zubu	$K$	0,600 mm
Minimální poloměr zaoblení přechodové křivky zubu	$\rho_f$	0,600 mm
Minimální radiální vůle	$c_{min}$	0,400 mm



Jmenovitá šířka zubu náboje na roztečné kružnici	e	7,207 mm
Horní úchylka	ES	40,000 mikron
Dolní úchylka	EI <sub>c</sub>	15,000 mikron
Základní úchylka	EI	0,000 mikron
Jmenovitá šířka zubu hřídele na roztečné kružnici	s	7,207 mm
Horní úchylka	es	100,000 mikron
Dolní úchylka	ei <sub>e</sub>	70,000 mikron
Vnější průměr náboje	D <sub>a</sub>	82,000 mm
Min. patní průměr náboje	D <sub>fmin</sub>	91,760 mm
Patní průměr náboje	D <sub>f</sub>	91,760 mm
Patní průměr hřídele	d <sub>f</sub>	78,960 mm
Vnější průměr hřídele	d <sub>a</sub>	89,200 mm

#### ☐ Vlastnosti spoje

Požadovaná bezpečnost	S <sub>v</sub>	1,000 ul
Typ spoje	<b>Flexibilní bez zatížení</b>	
Pracovní podmínky	<b>Střední</b>	
Boky zubů	<b>Tvrzené</b>	
Součinitel styku boků zubů	K <sub>s</sub>	0,500 ul

#### ☐ Materiál

Materiál	<b>16MnCr5</b>	
Dovolený tlak	p <sub>A</sub>	39,333 MPa
Dovolené smykové napětí	τ <sub>A</sub>	141,600 MPa
Dovolené napětí v ohybu	σ <sub>AIIB</sub>	236,000 MPa

#### ☐ Výsledky

Pevnostní kontrola	<b>Kladný</b>	
Minimální průměr hřídele	d <sub>min</sub>	30,000 mm
Minimální délka drážkování	l <sub>min</sub>	34,103 mm
<b>Deformace boků drážek</b>		
Vypočtený tlak	p <sub>c</sub>	26,828 MPa
Bezpečnost	S	1,466 ul
<b>Napětí v ohybu na bocích zubů drážkování</b>		
Vypočtené napětí v ohybu	σ <sub>rAIB</sub>	38,453 MPa
Bezpečnost	S	6,137 ul

#### ☐ Souhrn hlášení

15:17:37 Výpočet: Délka spline l je mimo doporučený rozsah ( $0,8 * d < l < 2 * d$ ). V tomto případě d znamená průměr hřídele.

15:17:37 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!



## Příloha V – Kontrola drážkování pod přírubou

**Evolventní spojení s drážkou (Verze: 2009 (Build 130236001, 236))**

14.4.2009

## ☐ Informace o projektu

## ☐ Scénář

Způsob výpočtu zatížení - Výpočet výkonu pro daný krouticí moment a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Pevnostní kontrola pro dané zatížení, rozměry a vlastnosti spoje

## ☐ Zatížení

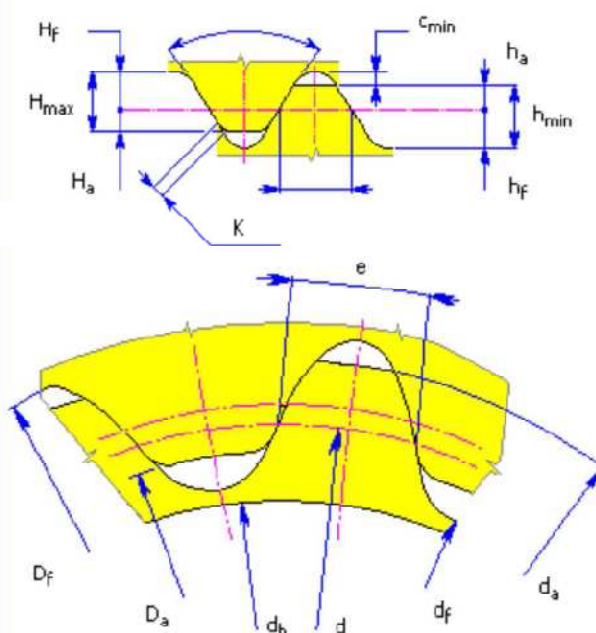
Výkon	P	263,894 kW
Otáčky	n	1200,000 rpm
Svěrný moment	T	2100,000 N m

## ☐ Rozměry

Označení drážkování	<b>CSN 4950 - 30 stupňů, zaoblená pata zubu, na boky zubů - 60 x 2,00 x 7H/9r</b>	
Vnitřní průměr dutého hřídele	$d_h$	20,000 mm
Vnější průměr drážkovaného náboje	$D_{oi}$	90,000 mm
Délka	$l$	28,500 mm

## ☐ Rozměry drážkování

Posunutí základního profilu	$x_m$	0,900 mm
Rozteč	$p$	6,283 mm
Jmenovitý průměr	$D$	60,000 mm
Roztečný průměr	$d$	56,000 mm
Průměr základní kružnice	$d_b$	48,497 mm
Modul	$m$	2,000 mm
Počet zubů	$z$	28,000 ul
Výška hlavy zubu náboje	$H_a$	0,900 mm
Výška zubu náboje	$H_{max}$	2,440 mm
Výška paty zubu náboje	$H_f$	1,540 mm
Výška paty zubu hřídele	$h_f$	1,660 mm
Výška zubu hřídele	$h_{min}$	2,560 mm
Výška hlavy zubu hřídele	$h_a$	0,900 mm
Sražení nebo poloměr zaoblení hrany zubu	$K$	0,300 mm
Minimální poloměr zaoblení přechodové křivky zubu	$\rho_f$	0,300 mm
Minimální radiální vůle	$c_{min}$	0,200 mm



Jmenovitá šířka zubu náboje na roztečné kružnici	e	4,181 mm
Horní úchylka	ES	40,000 mikron
Dolní úchylka	EI <sub>e</sub>	15,000 mikron
Základní úchylka	EI	0,000 mikron
Jmenovitá šířka zubu hřídele na roztečné kružnici	s	4,181 mm
Horní úchylka	es	100,000 mikron
Dolní úchylka	ei <sub>e</sub>	70,000 mikron
Vnější průměr náboje	D <sub>a</sub>	56,000 mm
Min. patní průměr náboje	D <sub>fmin</sub>	60,880 mm
Patní průměr náboje	D <sub>f</sub>	60,880 mm
Patní průměr hřídele	d <sub>f</sub>	54,480 mm
Vnější průměr hřídele	d <sub>a</sub>	59,600 mm

### ☐ Vlastnosti spoje

Požadovaná bezpečnost	S <sub>v</sub>	1,000 ul
Typ spoje	<b>Pevný</b>	
Pracovní podmínky	<b>Střední</b>	
Boky zubů	<b>Tvrzené</b>	
Součinitel styku boků zubů	K <sub>s</sub>	0,700 ul

### ☐ Materiál

Materiál	<b>16MnCr5</b>	
Dovolený tlak	p <sub>A</sub>	118,000 MPa
Dovolené smykové napětí	τ <sub>A</sub>	141,600 MPa
Dovolené napětí v ohybu	σ <sub>AIB</sub>	236,000 MPa

### ☐ Výsledky

Pevnostní kontrola	<b>Kladný</b>	
Minimální průměr hřídele	d <sub>min</sub>	30,000 mm
Minimální délka drážkování	l <sub>min</sub>	18,530 mm
<b>Deformace boků drážek</b>		
Vypočtený tlak	p <sub>c</sub>	76,722 MPa
Bezpečnost	S	1,538 ul
<b>Napětí v ohybu na bocích zubů drážkování</b>		
Vypočtené napětí v ohybu	σ <sub>cAIB</sub>	107,351 MPa
Bezpečnost	S	2,198 ul

### ☐ Souhrn hlášení

15:29:12 Výpočet: Délka spline l je mimo doporučený rozsah ( $0,8 * d < l < 2 * d$ ). V tomto případě d znamená průměr hřídele.

15:29:12 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!